



TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI
Fakulta strojní



Návrh rámu elektromobilu

Design frame for electric car

Diplomová práce

Dne: 16.5.2013

Vypracoval: Bc. Lukáš Patočka



Studijní program: M2301 Strojní inženýrství

Obor: 2302T010 Konstrukce strojů a zařízení

Zaměření: Kolové dopravní a manipulační stroje

Návrh rámu elektromobilu

Design frame for electric car

Diplomová práce

KVM-DP-654

Bc. Lukáš Patočka

Vedoucí diplomové práce: Ing. Pavel Brabec, Ph. D.

Konzultant diplomové práce: Ing. Josef Popelka

Počet stran: 68

Počet obrázků: 73

Počet tabulek: 5

Počet příloh: 0

Počet výkresů: 40

Dne: 16.5.2013

Návrh rámu elektromobilu

Anotace:

Diplomová práce se zabývá návrhem rámu elektromobilu eTUL. Pozornost je věnována také konstrukci jednotlivých částí, které tvoří jeho celek. Součástí práce je také výpočet sil působících na rám při zvolených jízdních režimech. Pomocí metody konečných prvků je provedena pevnostní analýza a na základě výsledků této analýzy je navržena jeho optimalizace. Finální podoba rámu elektromobilu je zpracována pomocí výkresové dokumentace.

Klíčová slova: rám, konstrukce, výpočet, optimalizace, výkres

Annotation:

This thesis deals the design of the frame electric eTUL. Attention is paid to the design of individual parts that make up the whole. The work also calculate the forces acting on the frame when driving modes. Using the finale element method is the strength analysis and based on the results of this analysis is designed in the optimization. The final form of electric frame is processed using the drawings.

Key words: frame, design, calculation, optimization, drawing

Prohlášení

Byl(a) jsem seznámen(a) s tím, že na mou diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Beru na vědomí, že Technická univerzita v Liberci (TUL) nezasahuje do mých autorských práv užitím mé diplomové práce pro vnitřní potřebu TUL.

Užiji-li diplomovou práci nebo poskytnu-li licenci k jejímu využití, jsem si vědom povinnosti informovat o této skutečnosti TUL; v tomto případě má TUL právo ode mne požadovat úhradu nákladů, které vynaložila na vytvoření díla, až do jejich skutečné výše.

Diplomovou práci jsem vypracoval(a) samostatně s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím diplomové práce a konzultantem.

Datum

Podpis

Poděkování

Na tomto místě bych rád poděkoval mému vedoucímu diplomové práce panu Ing. Pavlu Brabcovi, Ph.D. za jeho velice zkušené a cenné rady. Také panu Ing. Robertu Voženílkovi, Ph.D. a dalším osobám, se kterými jsem konzultoval tvorbu rámu elektromobilu eTUL. Dále bych chtěl poděkovat všem, co mě poskytli podporu k vypracování diplomové práce.

Seznam použitých symbolů a jednotek

m	celková výpočtová hmotnost automobilu	[kg]
m_R	hmotnost rámu	[kg]
m_1	hmotnost řidiče	[kg]
m_2	hmotnost spolujezdce	[kg]
m_E	hmotnost elektromotoru	[kg]
$m_{PŘ}$	hmotnost převodové skříně	[kg]
m_3	celková hmotnost elektromotoru a převodové skříně	[kg]
m_4	celková hmotnost řidiče a spolujezdce	[kg]
l	rozvor náprav automobilu	[m]
l_Z	vzdálenost těžiště od zadní nápravy	[m]
l_P	vzdálenost těžiště od přední nápravy	[m]
l_2	horizontální vzdálenost síly od tíhy spolujezdce	[m]
l_R	horizontální vzdálenost síly od tíhy rámu	[m]
l_B	horizontální vzdálenost síly od tíhy baterií	[m]
l_1	horizontální vzdálenost síly od tíhy řidiče	[m]
l_E	horizontální vzdálenost síly od tíhy elektromotoru	[m]
$l_{PŘ}$	horizontální vzdálenost síly od tíhy převodové skříně	[m]
l_3	horizontální vzdálenost síly od tíhy elektr. a přev.skříně	[m]
h	výška těžiště od vozovky	[m]
l_{2a}	vertikální vzdálenost síly od tíhy spolujezdce	[m]
l_{Ra}	vertikální vzdálenost síly od tíhy rámu	[m]
l_{Ba}	vertikální vzdálenost síly od tíhy baterií	[m]
l_{1a}	vertikální vzdálenost síly od tíhy řidiče	[m]
l_{Ea}	vertikální vzdálenost síly od tíhy elektromotoru	[m]
$l_{PŘa}$	vertikální vzdálenost síly od tíhy převodové skříně	[m]
l_{3a}	vertikální vzdálenost síly od tíhy elektr. a přev.skříně	[m]
l_{4a}	vertikální vzdálenost síly od tíhy řidiče a spolujezdce	[m]
x	vzdálenost mezi uložením pružin	[m]
z	maximální posun ve vertikálním směru (osa z)	[m]

Z	bod styku zadního kola s vozovkou	[-]
P	bod styku předního kola s vozovkou	[-]
T	označení polohy těžiště	[-]
δ	součinitel vlivu rotujících částí	[-]
φ	součinitel adheze	[-]
G	tíhová síla automobilu	[N]
Z_Z	svislá reakce na zadní nápravě automobilu	[N]
Z_P	svislá reakce na přední nápravě automobilu	[N]
O_a	odpor zrychlení	[N]
O_v	odpor vzduchu	[N]
O_{fz}	odpor valení zadního kola	[N]
O_{fp}	odpor valení předního kola	[N]
F_K	Hnací síla na kole	[N]
B_Z, B_P	brzdná síla na zadním a předním kole	[N]
R	poloměr zatáčky	[m]
Y	odstředivá síla	[N]
Y_1, Y_2	boční reakce na přední a zadní nápravě	[N]
Y_1', Y_1''	boční reakce vnitřního a vnějšího kola přední nápravy	[N]
Y_2', Y_2''	boční reakce vnitřního a vnějšího kola zadní nápravy	[N]
Z_P', Z_P''	svislá reakce vnitřního a vnějšího kola přední nápravy	[N]
Z_Z', Z_Z''	svislá reakce vnitřního a vnějšího kola přední nápravy	[N]
$F_{1,2}$	zatěžující síly pro výpočet torzní tuhosti	[N]
v	rychlost vozidla	[m/s]
g	gravitační zrychlení	[m/s ²]
a	zrychlení vozidla	[m/s ²]

Obsah

1 Úvod.....	11
2 Karoserie.....	12
2.1 Karoserie automobilů.....	12
3 Rám	14
3.1 Rámy automobilů.....	14
4 Elektromobil TUL.....	19
5 Materiály a profily pro rám.....	20
6 Konstrukce rámu	21
6.1 Konstrukce horní části rámu	22
6.2 Konstrukce spodní části rámu	25
6.3 Celková konstrukce rámu elektromobilu	36
7 Výpočet zatížení působící na rám.....	40
7.1 Stanovení polohy těžiště a celkové hmotnosti	41
7.2 Statický režim	44
7.3 Zrychlení vozidla.....	45
7.4 Zpomalení vozidla	47
7.5 Průjezd zatáčkou	49
7.6 Dynamický režim	52
7.7 Výběr nejnepříznivějšího režimu.....	53
8 Pevnostní kontrola rámu elektromobilu	53
8.1 Geometrické okrajové podmínky	54
8.2 Silové okrajové podmínky.....	55
8.3 Zobrazení výsledků simulace	58
9 Výpočet torzní tuhosti rámu elektromobilu	60
10 Optimalizace konstrukce rámu elektromobilu.....	62

10.1 Zobrazení výsledků simulace optimalizované konstrukce	63
10.2 Zobrazení výsledků simulace po zvětšení tloušťky profilu	64
11 Shrnutí a porovnání výsledků	66
12 Závěr	67
Seznam použité literatury	69

1 Úvod

Každý dopravní prostředek jako celek je tvořen z několika částí. Mezi ty základní a nejdůležitější patří pochopitelně pohonná jednotka, převodové a hnací ústrojí, podvozek, rám a další. Pohonnou neboli hnací jednotkou v současné době u osobních automobilů může být spalovací motor vznětový, zážehový či hybridní. Díky několika vlivům, mezi které patří zvyšující se cena pohonných hmot, obtížnější dostupnost míst pro jejich těžbu a stále zpřísnující se emisní limity škodlivých plynů hledají výrobci další varianty pro pohon vozidel (alternativní paliva, elektromotor). Hnací jednotka spolu s převodovým a hnacím ústrojím a dalšími prvky musí být připevněna k vozidlu tak, aby byla zachována jejich stálá poloha. Toho lze docílit pomocí rámu automobilu.

Rám je tedy nosnou částí vozidla. U většiny osobních automobilů plní jeho funkci samonosná karoserie, která zachycuje všechny síly (od hnacího ústrojí, vozovky atd.). Bývá vyráběna z vysokopevnostní pozinkované oceli nebo hliníkové slitiny. Automobily jsou provozovány v různých klimatických podmínkách, působí na ně mnoho vnějších vlivů, mezi které patří například vítr, voda, posypová sůl která se používá pro udržování sjízdných pozemních komunikací v zimním období, vysoké či nízké okolní teploty. Proto je nutné volit materiály, které mají vysokou odolnost proti těmto vlivům. Vhodnou volbou či následnou povrchovou úpravou můžeme ovlivnit délku životnosti celého rámu. V současné době je jedním z nejdůležitějších parametrů jak z pohledu výrobce, tak i zákazníka spotřeba paliva. S tou souvisí také hmotnost rámu. Proto je tedy nutné mít hmotnost rámu co nejnižší, ale musí být dosaženo požadované tuhosti a pevnosti.

Dalším důležitým parametrem, na který musíme brát ohled při konstrukci rámu je bezpečnost posádky vozidla. Ta v případě dopravní či jiné nehody musí být vysoká. Díky prvkům aktivní a pasivní bezpečnosti se v současné době neustále zvyšuje.

Cílem této diplomové práce je konstrukce rámu pro elektromobil eTUL. Dále rozbor jeho namáhání při různých jízdních režimech a následná analýza pevnosti rámu pro nejnevhodnější stav pomocí metody konečných prvků.

2 Karoserie

Karoserie je část vozidla, která slouží k umístění přepravovaných osob nebo nákladu.

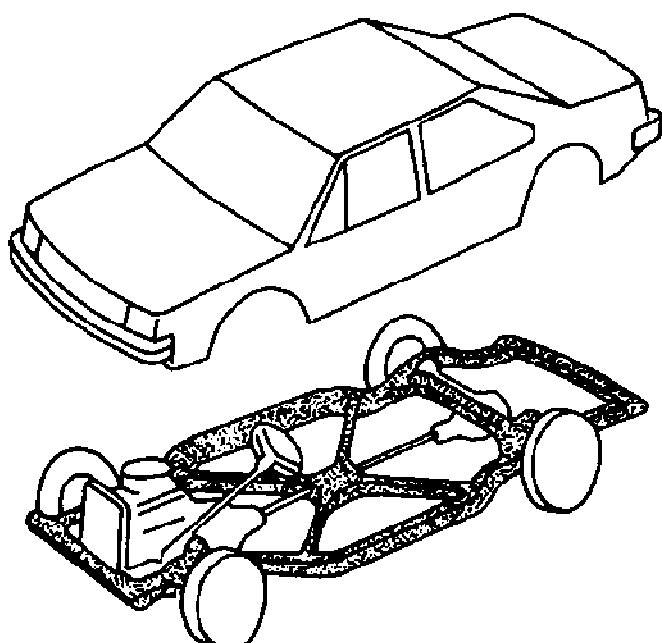
Účelem karoserie je

- chránit jednotlivé části vozidla, posádku a náklad před vnějšími vlivy
 - zajistit požadované pohodlí jízdy
 - ochránit co nejlépe posádku v případě havárie před zraněním (deformační zóny)
 - snížit co nejvíce aerodynamický odpor vozidla
 - v případě bezrámové konstrukce vozidla tvoří základní nosnou část
- (1)

2.1 Karoserie automobilů

Podvozková karoserie

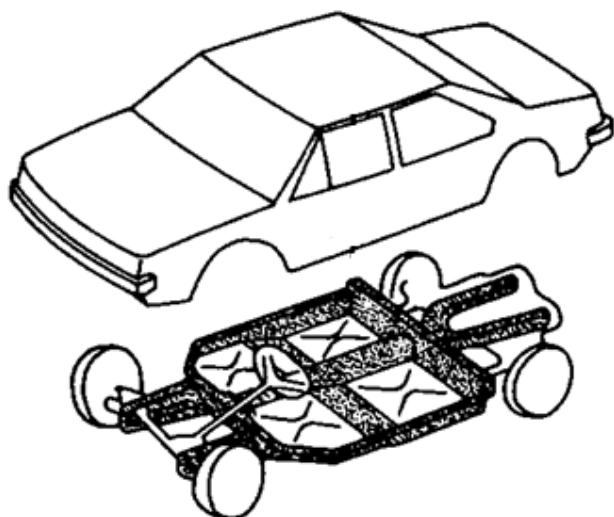
Upevňuje se na rám podvozku, sama není nosná (nesamonosná karoserie). Namáhání od hnacího ústrojí a vnějších sil zachycuje rám s podvozkem. Karoserie je k podvozku uložena pružně. Stejný podvozek lze použít pro různé karoserie. Podvozek je teoreticky schopen samostatného pohybu. (1)



Obr. 1 Podvozková karoserie (2)

Polonosná karoserie

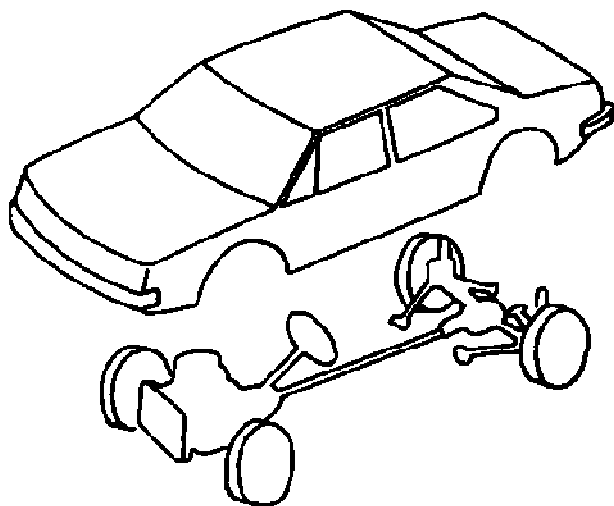
Rám slouží pouze k uchycení podvozkových orgánů. Statické namáhání a síly způsobené jízdou zachycuje rám i karoserie. Musí být pevně spojena s rámem, který není schopen samostatného pohybu. (1)



Obr. 2 Polonosná karoserie (2)

Samonosná karoserie

Nemá samostatný rám. Orgány podvozku jsou ke karoserii upevněny přímo nebo pomocí pomocných konstrukcí, případně pomocí rámu pevně spojených s karoserií. Konstrukce karoserie zachycuje veškeré síly (od hnacího ústrojí a způsobené jízdou). Jsou kladeny vyšší nároky na mechanické vlastnosti karoserie. Mezi výhody patří malá hmotnost, lepší možnost automatizace výroby, levnější výroba. Nevýhodou je však komplikovanější možnost modifikací karoserie. (1)



Obr. 3 Samonosná karoserie (2)

3 Rám

Rám vozidla představuje jeho nosnou část, která má za úkol spojovat a udržovat v potřebné vzájemné poloze jednotlivé části hnacího ústrojí a zbylých částí vozidla. Funkci rámu může plnit samonosná karoserie. (1)

Hlavní úkoly rámu

- vést nápravy (realizovat závislé a nezávislé zavěšení)
- nést karosérii a náklad a přenášet jejich tíhu na nápravu
- umožnit funkci hnacího ústrojí
- přenášet hnací a brzdné síly z hnacího ústrojí nebo na hnací ústrojí
- zajistit bezpečnost posádky vozidla (prvek aktivní bezpečnosti)

(1)

Požadavky na rámy

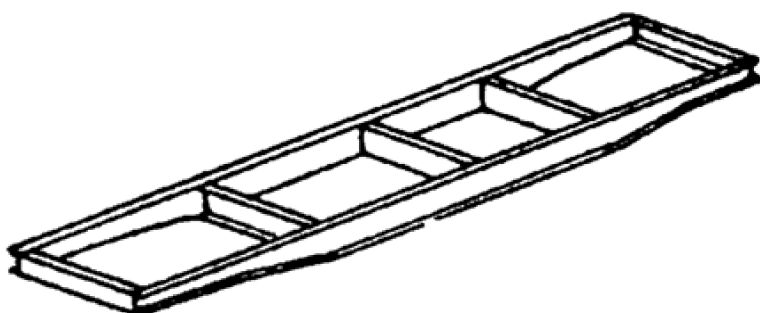
- tuhost, pružnost a pevnost (především vůči ohybu a krutu), únavová životnost
- nízká hmotnost
- bezkonfliktnost vůči konstrukčním částem vozidla
- dlouhá životnost (odolnost proti korozi)

(1)

3.1 Rámy automobilů

Žebřinový rám

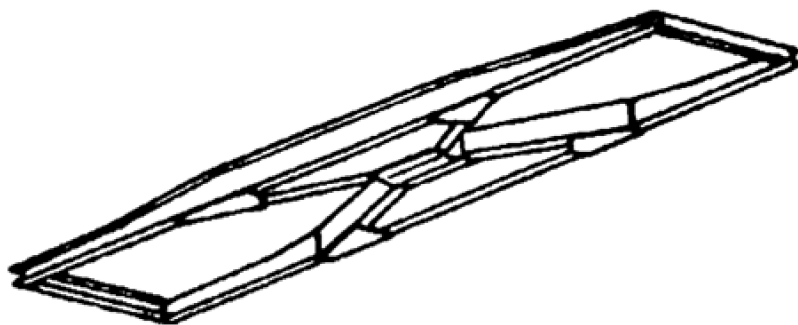
Skládá se ze dvou podélných nosníků, které mají nejčastější otevřený průřez U nebo I. Ty jsou vzájemně spojeny příčnými nosíky. Spoje jsou nýtované nebo svařované s případnými šroubovými spoji. Podélníky mohou být v místě náprav tvarovány pro umožnění propnutí. (1)



Obr. 4 Žebřinový rám (2)

Úhlopříčkový rám

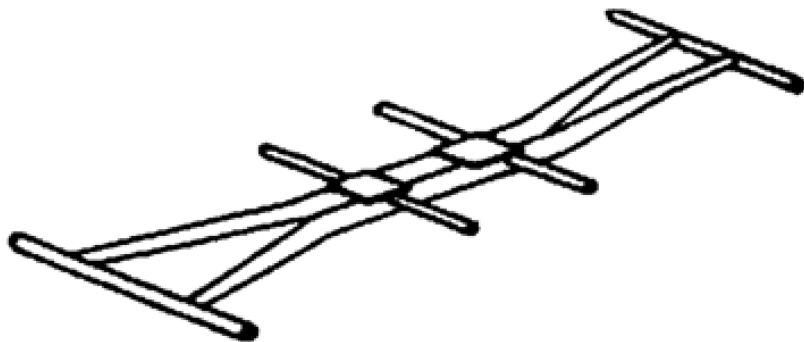
Skládá se ze dvou podélníků. Ty jsou vzájemně spojeny příčnými nosníky (vpředu a vzadu, případně na dalších místech). Uprostřed konstrukce je dvojice úhlopříček. Úhlopříčky zvyšují tuhost rámu. (1)



Obr. 5 Úhlopříčkový rám (2)

Křížový rám „x“

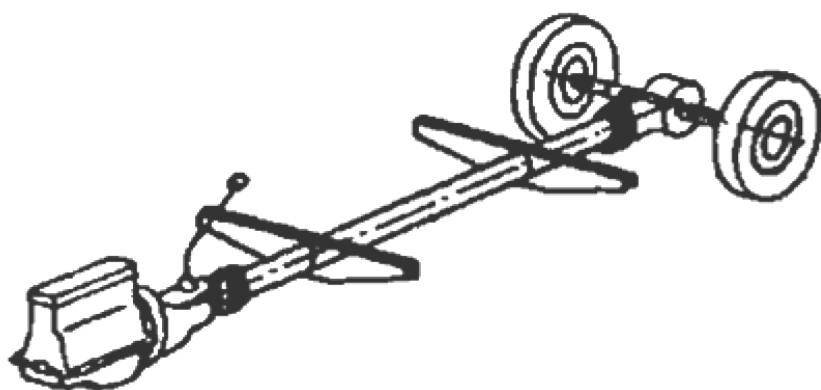
Skládá se ze dvou podélníků. Ty se ve střední části vzájemně sblížují. Příčníky vyčnívají z podélníků do stran. (1)



Obr. 6 Křížový rám (2)

Páteřový rám

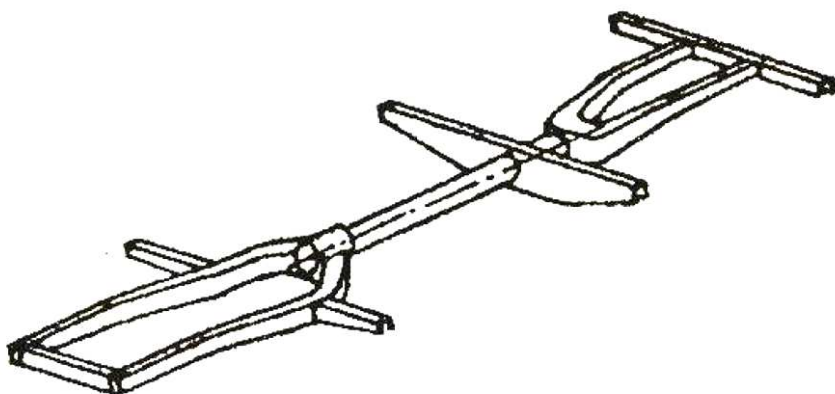
Základní nosnou část tvoří střední páteřový nosník. Na něj je vpředu pomocí příruby uchycen motor, vzadu skříň rozvodovky. Páteřovým nosníkem obvykle prochází spojovací hřídel. Rám se vyznačuje značnou pevností, zejména v krutu, proto je vhodný obzvláště pro vozidla s předpokladem zajištění do terénu. Neumožňuje pružné uložení motoru a částí hnacího ústrojí a to zesiluje hluk působený jejich vibracemi. (1)



Obr. 7 Páteřový rám (2)

Páteřový rám rozvidlený

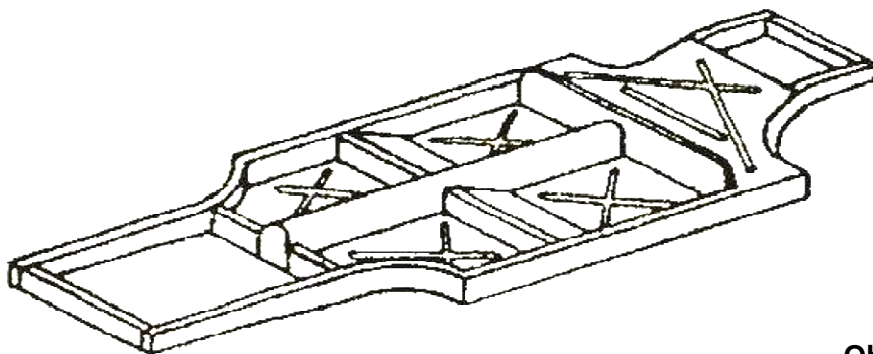
Umožňuje pružné uložení motoru. Tato konstrukční úprava odstraňuje nevýhodu předchozí konstrukce. (1)



Obr. 8 Páteřový rám rozvidlený (2)

Plošinový rám

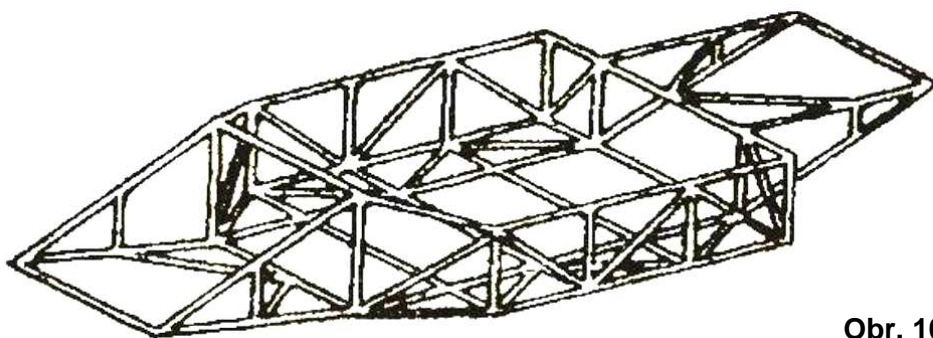
Ocelová podlaha karoserie tvoří nedílný celek s rámem. Ten může být tvořen zahnutými okraji plošiny, je tedy z jednoho kusu. Nebo je plošina vytvořena samostatně a spojena s obdélníky rámu. Tato konstrukce představuje přechod mezi samonosnou karosérií a rámem. (1)



Obr. 9 Plošinový rám (2)

Příhradový rám

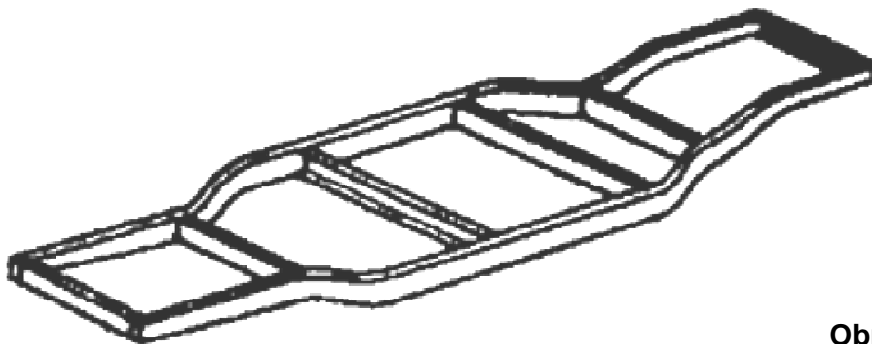
Tento rám je tvořen příhradovou konstrukcí z plechových výlisků. Používá se mimo jiné u novějších autobusů a formulí. (1)



Obr. 10 Příhradový rám (2)

Obvodový rám

Podélníky jsou ve střední části rozšířené až na šířku karoserie v místě přední a zadní nápravy se sužují. Karoserie je ve své střední části podepřena a proto může mít lehčí nosnou konstrukci. (1)



Obr. 11 Obvodový rám (2)

4 Elektromobil TUL

Rám byl konstruován pro dvoumístný elektromobil TUL. Jedná se o vozidlo určené do městského provozu, tudíž byl kladen veliký důraz na jeho celkové rozměry. Řidič vozidla a spolujezdec sedí za sebou. (Obr.12 a Obr.13)



Obr. 12 Elektromobil TUL-pohled zepředu

Pohonnou jednotkou je elektromotor, který je spolu s převodovou skříní umístěn v přední části automobilu. Hnací je pouze přední náprava, která je zároveň i řiditelná. Elektromotor je poháněn pomocí baterií. Ty se nacházejí ve střední části automobilu a to přímo pod posádkou vozidla. Na obou stranách vozidla jsou dveře, které umožňují pohodlné nastupování i vystupování řidiče a spolujezdce na pravou či levou stranu dle potřeby.

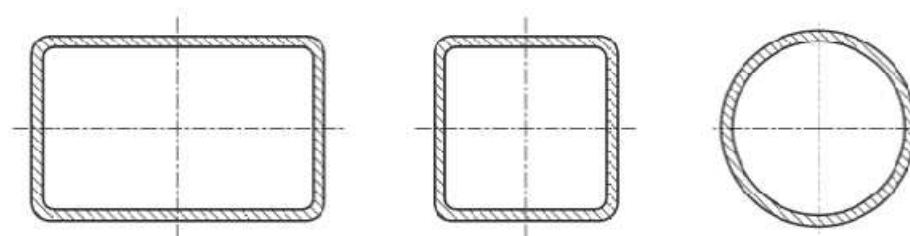


Obr. 13 Elektromobil TUL-pohled zezadu

5 Materiály a profily pro rám

U většiny současných automobilů se používá samonosná karoserie, která se vyrábí z velkého množství různých materiálů. Jejich volba se odvíjí od daných vlastností. Celek rámu mohou tvořit jednotlivé tvarované plechy, které jsou svařeny dohromady. Nejvíce rozšířeným a nejpoužívanějším materiálem pro výrobu je ocel. Mezi hlavní důvody jejího použití patří vysoká pevnost, dobrá tvárnost a svařitelnost, příznivá cena a při vhodném ošetření povrchu také dlouhá životnost. Dalším materiálem, který se používá, jsou slitiny hliníku. Jejich použití je zejména v oblastech dveří a dalších částí. Výhodou oproti oceli je nižší hmotnost a vyšší odolnost proti korozi. Nevýhodou je však jeho vysoká cena a složitější technologie svařování.

Pro konstrukci rámu elektromobilu TUL byla použita konstrukční ocel třídy 11 523, 11 373, 11 353 a to s ohledem na její již zmíněnou nízkou cenu, vysokou pevnost a dobrou svařitelnost. Celá konstrukce je tvořena pomocí jácklů (dále jen jechlů) obdélníkového a čtvercového průřezu, trubky kruhového průřezu. (Obr.14). U některých částí také plechy určité šířky stěny.



Obr. 14 Průřezy profilů

Rozměry použitých profilů

Obdélníkový- 50 x 30 x 2 mm, 50 x 35 x 2 mm, 60 x 40 x 2 mm, 70 x 30 x 2 mm

80 x 30 x 2 mm

Čtvercový- 30 x 30 x 2 mm, 60 x 60 x 2 mm

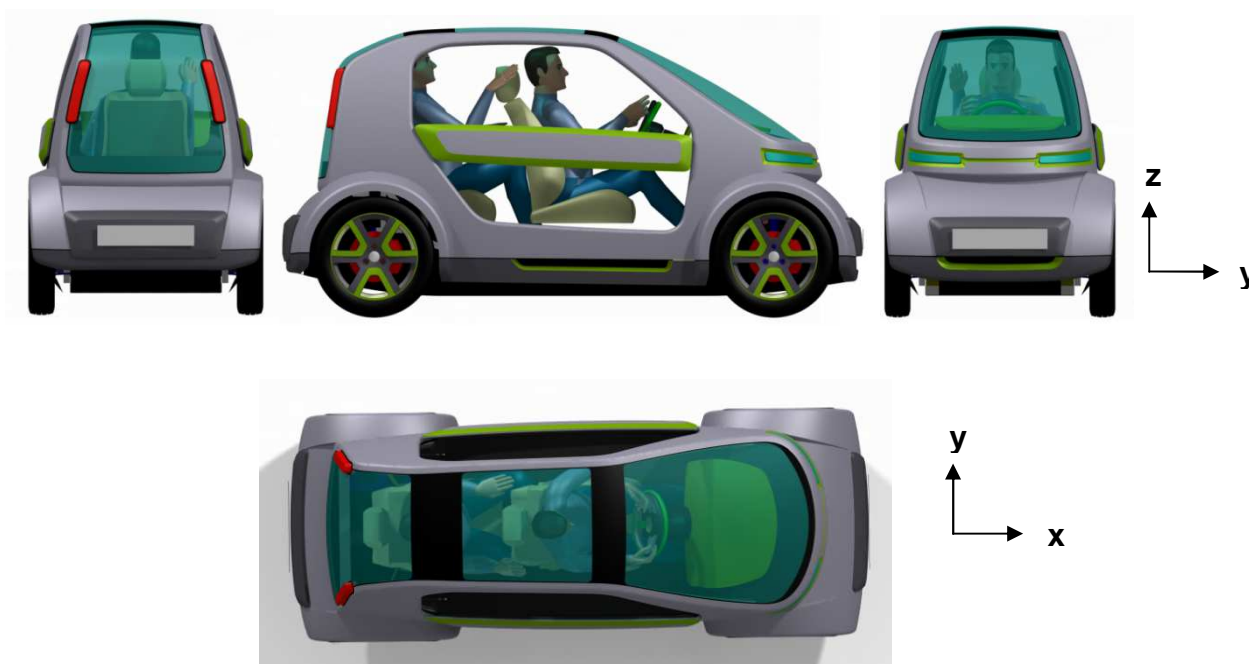
Kruhový- \varnothing 40 x 2 mm, \varnothing 45 x 2 mm, \varnothing 76 x 2 mm

U profil- 40 x 20 x 20 x 2 mm

Plech- 60 x 50 x 3 mm, 60 x 50 x 4 mm

6 Konstrukce rámu

Při návrhu rámu elektromobilu bylo vycházeno z již vytvořeného designového modelu, který tvořil obálku pro konstrukci rámu. Použit byl software Catia V5, kde díky modulu pro tvoření ploch (Shape), probíhala konstrukce jejich jednotlivých křivek a to vždy ve dvou rovinách. Za použití dalších nástrojů tohoto programu byly jednotlivé části rámu elektromobilu postupně konstruovány. Při jejich popisu budeme uvažovat souřadný systém, který spolu s designem automobilu je patrný ze základních pohledů (Obr.15). Byla volena příhradová konstrukce, která byla tvořena pomocí trubek kruhového průřezu a jeklů čtvercového i obdélníkového průřezu, jak již bylo zmíněno v předchozí kapitole. Jejich spojení je zabezpečeno pomocí svarů. Konkrétní rozměry jednotlivých průřezů v daných místech rámu jsou podrobněji popsány v dalších podkapitolách.



Obr. 15 Výchozí designový model

Při tvorbě je nutné uvažovat s rozmístěním jednotlivých komponent, mezi které patří například uchycení náprav, tlumičů, pružin, předních i zadních světlometů, elektromotoru, převodové skříně, baterií a dalších součástí automobilu. Proto je nutné konstrukci provádět tak, aby byla zaručena montáž těchto částí přímo k rámu, který je i bez karoserie schopen jízdy.

6.1 Konstrukce horní části rámu

Jak je patrné z předchozího obrázku, tak díky modernímu designu elektromobilu je tato část zaoblena ze všech stran. To znamená, že při konstrukci musí být kladen důraz nejen na její přesnost ve všech směrech souřadného systému, ale také na výrobu jednotlivých součástí. Je zde patrné, že rám, ať už z kruhového, obdélníkového či čtvercového průřezu bude ohýbán ve dvou rovinách. Na otázku, zdali je možné tyto ohyby uskutečnit, byla hledána odpověď u některých vybraných firem. Po konzultaci s jednotlivými zástupci bylo zjištěno, že v současné době firmy disponují CNC ohýbačkami, které umožňují ohýbání profilů a trubek až ve čtyřech rovinách a to do maximální délky šesti metrů. Počet rovin, šířka stěny a délka jsou parametry závislé na typu ohýbačky. Kontaktované společnosti jsou uvedeny níže.



- BAST s.r.o. K Hoře 1339, 676 02 Moravské Budějovice

- Kontakt: Pavel Dvořák - dvorak.pavel@bast.cz tel.: +420 568 408 579



- RONELT, Výpusta 656, 763 11 Želechovice nad Dřevnicí

- Kontakt: ing.Miroslav Man- konstrukce@ronelt.cz tel.:+420 577

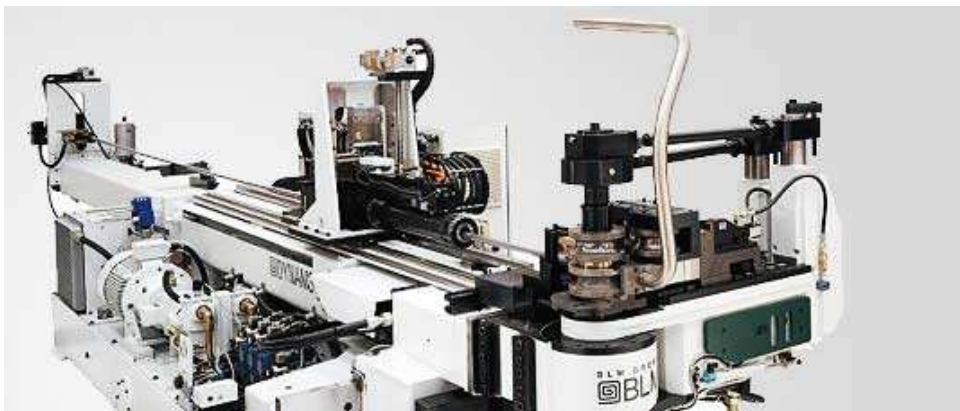
- 435 319



- HAJDO s.r.o. Čihadlo 951/5, 784 01 Litovel

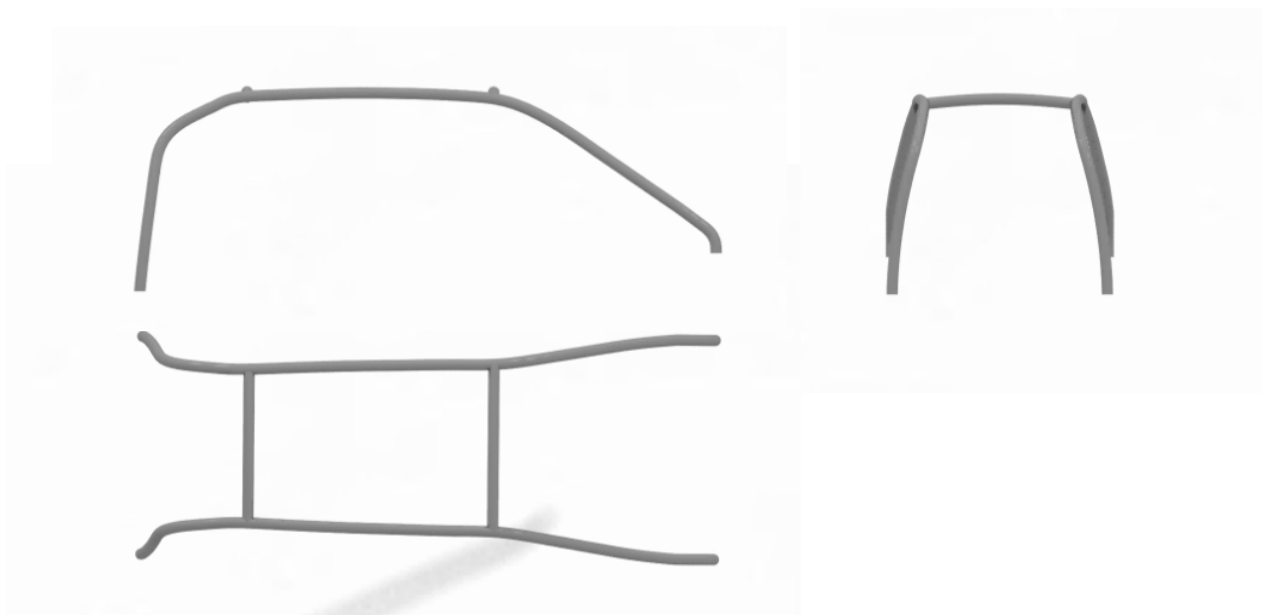
- Kontakt: Jaroslav Dohnal ml.- dohnalml@hajdo.cz tel.: +420585 341

- 367



Obr. 16 Příklad CNC ohýbačky (3)

Horní část rámu je tvořena pomocí ocelových trubek kruhového průřezu o průměru 45 mm a šířce stěny 2 mm. Skládá se ze dvou podélných, ohýbaných právě ve dvou rovinách a dvou příčných trubek, které je spojují. Jednotlivé rozměry včetně radiusů pro ohyb všech částí rámu jsou ve formě výrobních výkresů a to v příloze diplomové práce. Je možné také konstruovat tuto část pomocí jeklů obdélníkového a čtvercového průřezu, ale je nutné si zde uvědomit základní věc a tou je ohyb ve dvou rovinách. Ohýbání obdélníkového profilu či čtvercového je obtížnější, než u trubek určitého průřezu, proto byl volen právě kruhový profil. Na následujících obrázcích můžeme vidět výsledný tvar horní části rámu v základních pohledech.



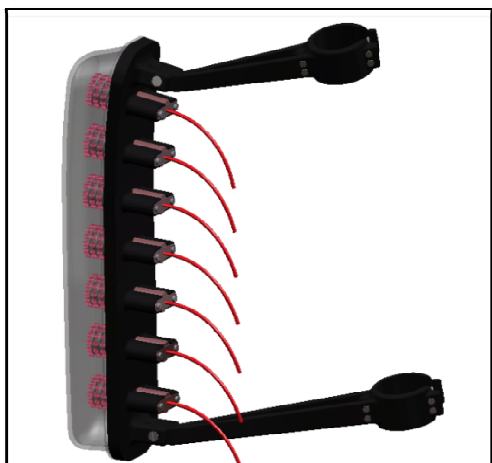
Obr. 17 Horní část rámu – nárys, půdorys, bokorys



Obr. 18 Horní část rámu – prostorový pohled

Při konstrukci je nutné věnovat pozornost také designovému modelu. Ten je tvořen pomocí několika na sebe navazujících ploch. Musíme tedy brát v úvahu šířku stěny laminátů karoserie. S tím souvisí i jejich uchycení k rámu.

Dalšími částmi automobilu, které budou upevněny k horní části rámu, jsou přední, zadní a střešní okno. Proto byl rám konstruován tak, aby nezakrýval výhled ani jedné z těchto tří částí, ale aby bylo možné je k němu snadno připevnit. Zadní světlomety tohoto vozidla jsou k němu také umístěny, každý z nich na jedné straně a to pomocí kruhových upínek. Tvar světlometu a upínek je patrný z následujícího obrázku.



Obr. 19 Světlomet s upínkami pro uchycení k rámu (4)

6.2 Konstrukce spodní části rámu

Tato část je tvořena pouze jekly obdélníkového a čtvercového průřezu. Je zde nutné zabezpečit uchycení podvozku, elektromotoru, převodové skříně, sedaček pro pasažéry a dalších komponent k rámu. Proto je nutné konstruovat rám tak, aby nedocházelo k případným kolizím mezi jednotlivými částmi a aby byla zajištěna jejich stálá poloha vůči sobě.

Prostor pod posádkou vozidla je vyhrazen pro baterie, které budou sloužit jako zdroj energie pro elektromotor a další příslušenství. Rám je zde tvořen pomocí profilů o rozměrech 50 x 35 x 2 mm. Jeho konstrukce je patrná z Obr. 20. Rozměry tohoto prostoru byly konzultovány s panem Bc. Věroslavem Cvrčkem, který navrhoval baterie pro elektromobil.



Obr. 20 Část rámu pro baterie

Jednotlivé články budou seřazeny v několika řadách a budou tvořit celkový zdroj pro elektromotor. Jejich montáž k rámu bude ze spodní části automobilu pomocí šroubových spojů. Ty budou držet víko, na kterém budou baterie vyrovnány. Je zde nutné mezi tyto dvě části umístit těsnění, díky kterému odizolujeme tento prostor rámu od okolních nepříznivých podmínek, mezi které patří například voda, nečistoty z vozovky a další. V současné době je každý servis vybaven hydraulickým zdvihacím zařízením, proto je zabezpečena případná výměna článků a to snadno právě ze spodní části. Druhou možností pro montáž článků do tohoto prostoru rámu je z horní části. Znamenalo by to ovšem při každé výměně demontáž sedaček i dalších prvků interiéru, proto je tento způsob velice komplikovaný a tudíž nereálný.

Jak již bylo zmíněno výše, tak nad prostorem pro baterie bude dvoučlenná posádka elektromobilu. Musejí zde být tedy dvě sedadla, která budou umístěna za sebou a připevněná k rámu. Pozornost zde musíme věnovat výšce umístění rámu pro sedačky, aby bylo zabezpečeno pohodlí pro pasažéry a to především pro řidiče, který pomocí chodidel obsluhuje pedály. Sedadlo je sice výškově stavitelné, ale i pro vysokého řidiče tohoto malého vozu musí být jeho nejnižší poloha v souladu s pohodlím. Na následujícím obrázku je možné vidět první variantu konstrukčního řešení rámu pro uchycení sedadel. Souřadnice a rozměry rámu pro uchycení sedadel byly stanoveny po konzultaci s panem Bc. Vojtěchem Petrovickým, který navrhoval sedadla pro elektromobil eTUL.



Obr. 21 Konstrukce pro uchycení sedadel - varianta 1



Obr. 22 Konstrukce se sedadly - varianta 1

Použity zde byly jekly čtvercového průřezu o rozměrech 30 x 30 x 2 mm a obdélníkového průřezu 50 x 30 x 2 mm. Konstrukce vzdálenosti jednotlivých prvků byla provedena s ohledem na použitý typ sedadel a jejich rozměry. Ty budou připevněny k rámu pomocí šroubových spojů, každé na čtyřech místech. U této varianty dochází vlivem dlouhých, podélních profilů k vytvoření překážky a to u zadního pasažéra, konkrétněji v prostoru vyhrazeném pro jeho dolní končetiny. Jelikož nastupování do automobilu na zadní sedadlo bude možné při sklopeném předním, tak překonávání této překážky není zcela vhodné. Druhá varianta konstrukce uchycení sedadel (Obr. 23) je vhodnější a tudíž i finální.



Obr. 23 Konstrukce pro uchycení sedadel - varianta 2



Obr. 24 Konstrukce se sedadly - varianta 2

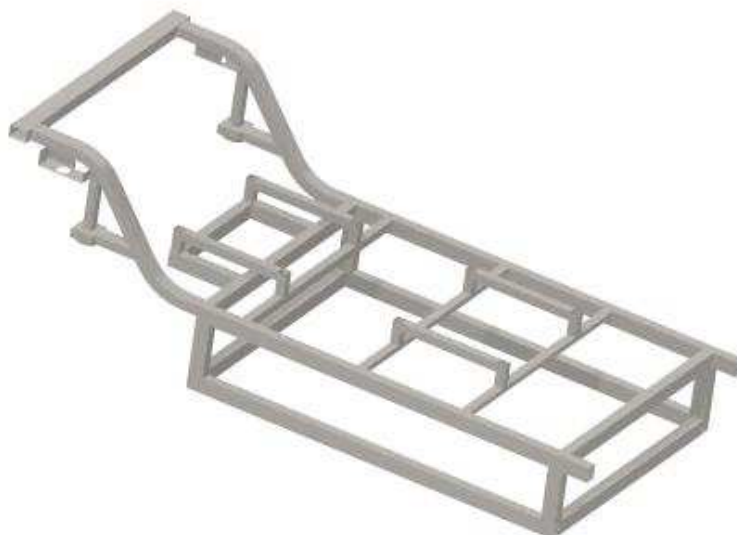
U této varianty má pasažér, který bude sedět na zadním sedadle dostatek místa na dolní končetiny. Oproti první variantě může mít chodidla u sebe a nebude mu bránit překážka ve formě podélných profilů. Jak je patrné z konstrukce rámu pro uchycení sedaček, tak možnost vkládání baterií z horní části, by byla i po demontáži předního sedadla právě kvůli tomuto rámu velice komplikovaná. Tudíž montáž jednotlivých článků, jak bylo zmíněno výše, je tedy nepříznivější ze spodní strany elektromobilu.

Zadní část spodního rámu byla konstruována pomocí dvou jeklů obdélníkového průřezu o rozměrech 50 x 35 x 2 mm ohnutých v jedné rovině. Dále jedním rovným profilem 60 x 40 x 2 mm. Při tvorbě byl kladen důraz na to, aby k ní bylo možné napojení horní části rámu a tvořila tak uzavřenou konstrukci (Obr.25), z důvodu zajištění tuhosti v příčném směru.

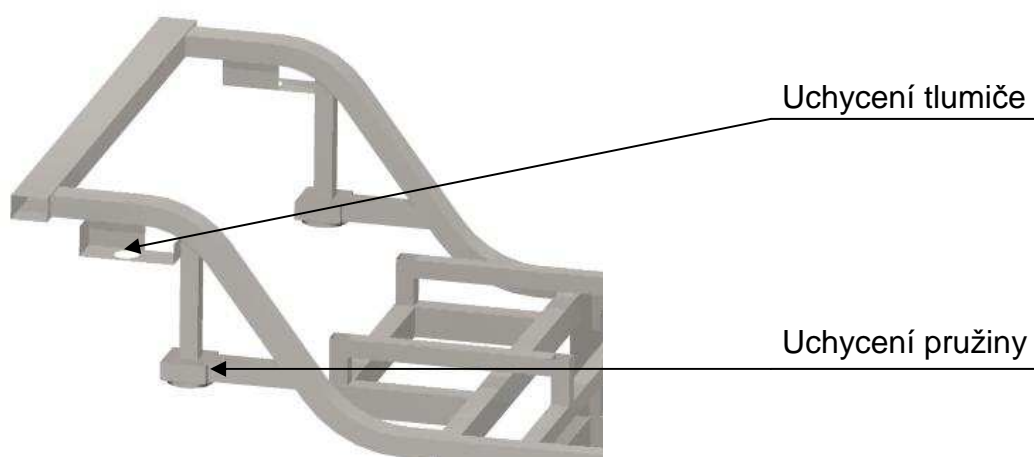


Obr. 25 Konstrukce zadní části rámu

Další nezbytně nutnou částí každého vozidla je podvozek, tudíž přední a zadní náprava. Proto při konstrukci této části nebylo opomenuto zabezpečení uchycení tlumičů a pružin zadní nápravy k rámu. Byly zde použity jekly jak obdélníkového tak čtvercového průřezu o rozměrech 30 x 30 x 2 mm, 50 x 30 x 2 mm, 80 x 30 x 2 mm. Dále trubka o průměru 76 x 2 mm, také plech o rozměrech 60 x 50 x 3 mm. Konstrukci části rámu pro uchycení těchto součástí můžeme vidět na Obr. 26.



Obr. 26 Konstrukce rámu pro uchycení pružin a tlumičů zadní nápravy



Obr. 27 Detailní pohled uchycení pružin a tlumičů zadní nápravy

Pružina bude vložena do trubkové části rámu přes pryžový člen. Tlumič se zasune do příruby, která bude umístěna do otvoru v rámu (Obr. 27) a přichycena k němu pomocí dvou šroubů. Souřadnice těchto bodů pro uchycení tlumiče i pružiny zadní nápravy byly určeny po konzultaci s panem Bc. Jakubem Lindauerem, který se zabývá podvozkem pro elektromobil eTUL.

Předmětem konzultace byla také finální podoba zadní nápravy. U elektromobilu eTUL budou jednotlivá ramena k rámu samostatně připojena pomocí šroubových spojů. Tvar ramene zadní nápravy můžeme vidět na následujícím obrázku.

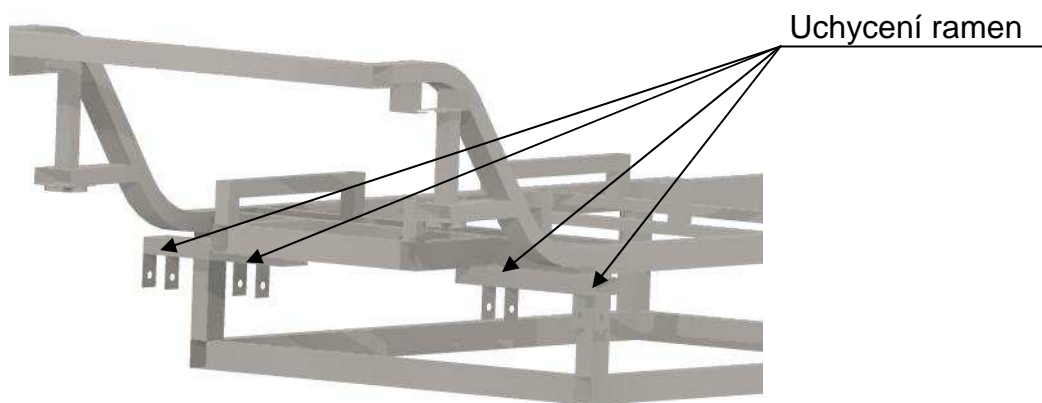


Obr. 28 Rameno zadní nápravy

Při konstrukci rámu pro upevnění jednotlivých ramen byl použit jelek obdélníkového průřezu o rozměrech 70 x 30 x 2 mm a plech 40 x 60 x 4 mm s otvory pro jejich uchycení. Vše je patrné z Obr. 29 a Obr. 30.



Obr. 29 Rám s držáky pro uchycení ramen zadní nápravy



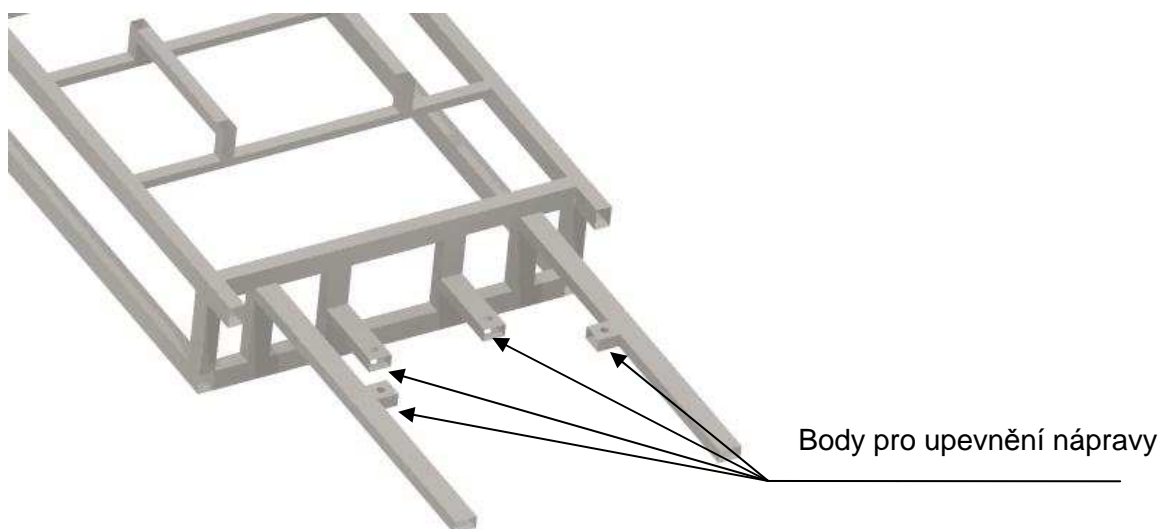
Obr. 30 Detailní pohled rámu s držáky pro uchycení ramen zadní nápravy

Při konstrukci přední části spodního rámu musí být zabezpečeno uchycení a stálá poloha jednotlivých komponent, mezi které patří přední náprava, elektromotor, převodové ústrojí, nárazník, přední světlomety a další. Konkrétní tvorbu konstrukce pro dané části nalezneme níže.

Umístění přední nápravy včetně tlumičů a pružin, bylo také předmětem konzultace s panem Bc. Jakubem Lindauerem. Část rámu pro uchycení mostu (nápravnice), která na sebe váže jednotlivá ramena, náboje a další součásti, byla tvořena pomocí jeklů obdélníkového průřezu o rozměrech 50 x 30 x 2 mm a 50 x 35 x 2 mm, které byly umístěny k střední části rámu pro baterie. Vše tvoří jeden celek, který je patrný z Obr. 31 a Obr. 32.



Obr. 31 Část rámu pro uchycení přední nápravy



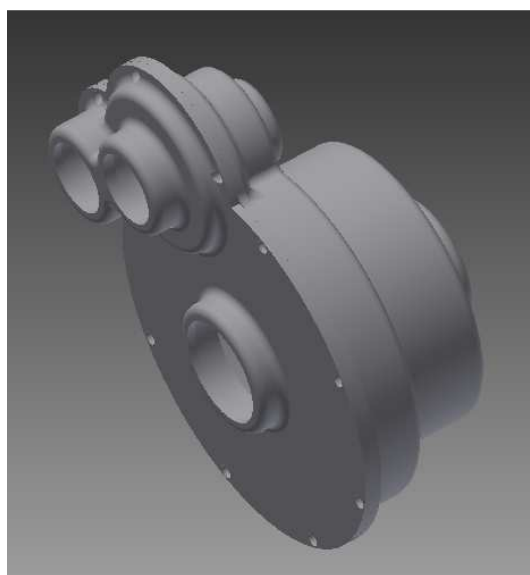
Obr. 32 Detail části rámu pro uchycení přední nápravy

Uchycení bylo provedeno na čtyřech místech a to šroubovými spoji. Po připevnění nám tedy tuhost v příčném směru zabezpečí právě most přední nápravy, tudíž není nutné uzavírat přední část rámu elektromobilu pomocí dalšího jeklu a navyšovat tak celkovou hmotnost rámu.

Nad přední nápravou je prostor vymezen pro uchycení pohonné jednotky ve formě elektromotoru. Přenos energie bude dále zabezpečen pomocí převodového ústrojí, diferenciálu a poloos na jednotlivá hnací kola. Vymezení velikosti prostoru nutného pro seřazení a upevnění těchto dvou důležitých součástí bylo konzultováno s řešitelem těchto komponent panem Sahatsem Igoa Lopezem.

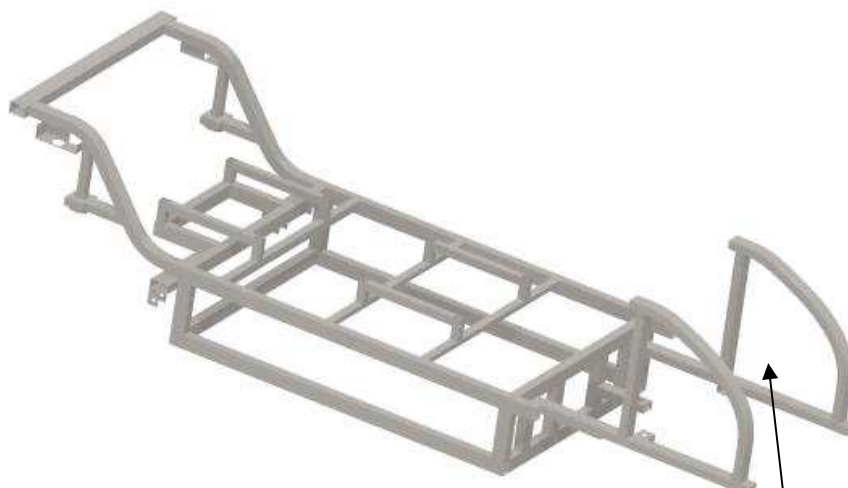


Obr. 33 Elektromotor M2-AC25



Obr. 34 Převodová skříň

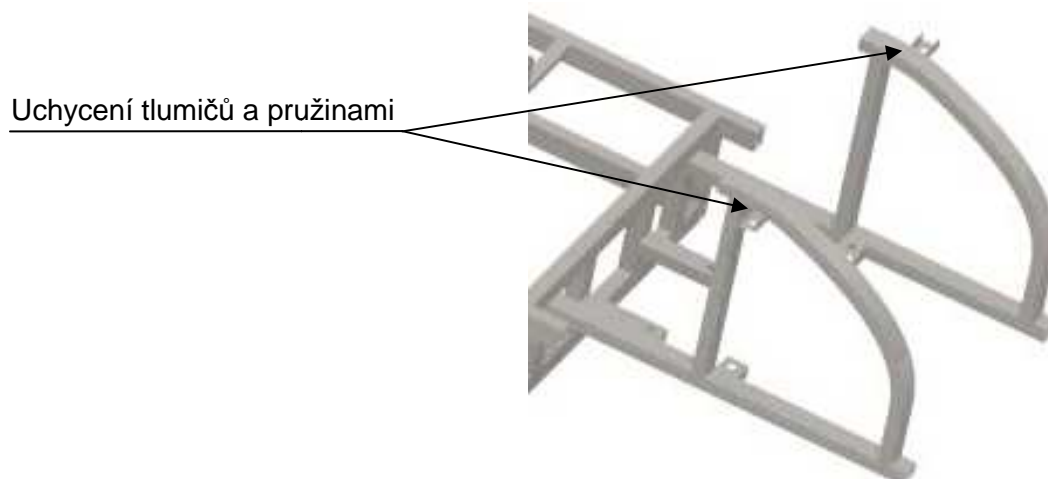
Konstrukce byla provedena za použití čtyř jeklů obdélníkového průřezu o rozměrech 50 x 30 x 2 mm. Dva z nich byly ohnuty v jedné rovině. Výchozím parametrem pro ohyb byl opět design přední části vozidla. Cílem byla maximalizace tohoto prostoru při malých rozměrech elektromobilu. Výsledné rozměry jsou plně dostačující pro upevnění těchto dvou komponent a popřípadě dalšího příslušenství. Návrh této části je viditelný z Obr. 35.



Prostor vyhrazený pro upevnění elektromotoru a převodové skříně

Obr. 35 Rám elektromobilu s prostorem pro elektromotor a převodovou skříň

Uchycení předních tlumičů s pružinami k rámu v předepsaných místech bylo zabezpečeno pomocí tyče průřezu U o rozměrech 40 x 20 x 20 mm. Připevnění bude realizováno pomocí matic. Tyto držáky byly navrženy tak, aby jejich poloha byla natočena pod danými úhly kolem osy x a y , z hlediska kinematiky přední nápravy. Jejich konstrukce je patrná na následujících obrázcích.



Obr. 36 Část rámu pro přední tlumiče s pružinami

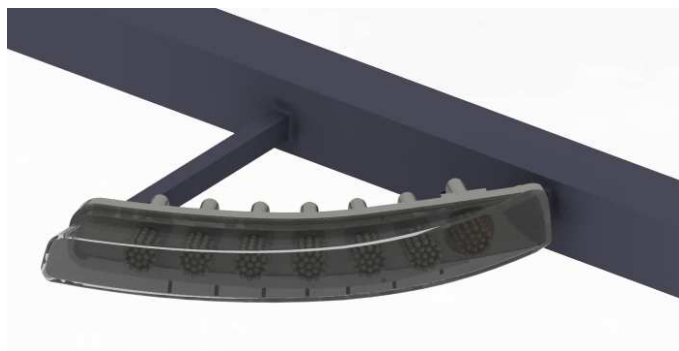


Obr. 37 Natočení kolem osy x



Obr. 38 Natočení kolem osy y

Konstrukce části rámu pro uchycení předních světlometů, palubní desky a horní části rámu elektromobilu byla navržena pomocí jeklu čtvercového průřezu o rozměrech 60 x 60 x 2 mm. Díky výhodné pozici lze k němu připevnit i uchycení pro mechanismus stěračů a některé další části související s palubní deskou.



Obr. 39 Přední světlomet s možností uchycení k rámu (6)

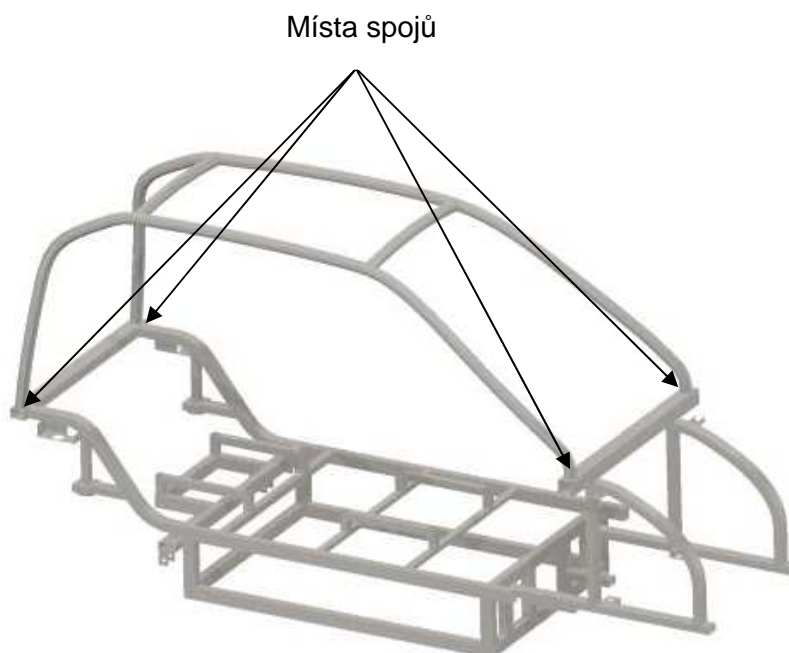


Obr. 40 Výsledná konstrukce spodní části rámu elektromobilu

Konstrukce, ke které lze uchytit světla a palubní desku je patrná z Obr. 40. Jedná se o výsledný návrh spodní části rámu elektromobilu. Je navržen tak, aby zajistil stálou polohu jednotlivých komponent elektromobilu vůči sobě, ale také napojení horní části trubkového rámu.

6.3 Celková konstrukce rámu elektromobilu

Tuto konstrukci tvoří spojení spodní a horní části rámu. Ke spojení dojde také pomocí svarů a to na čtyřech místech napojení těchto dvou částí (Obr. 41).



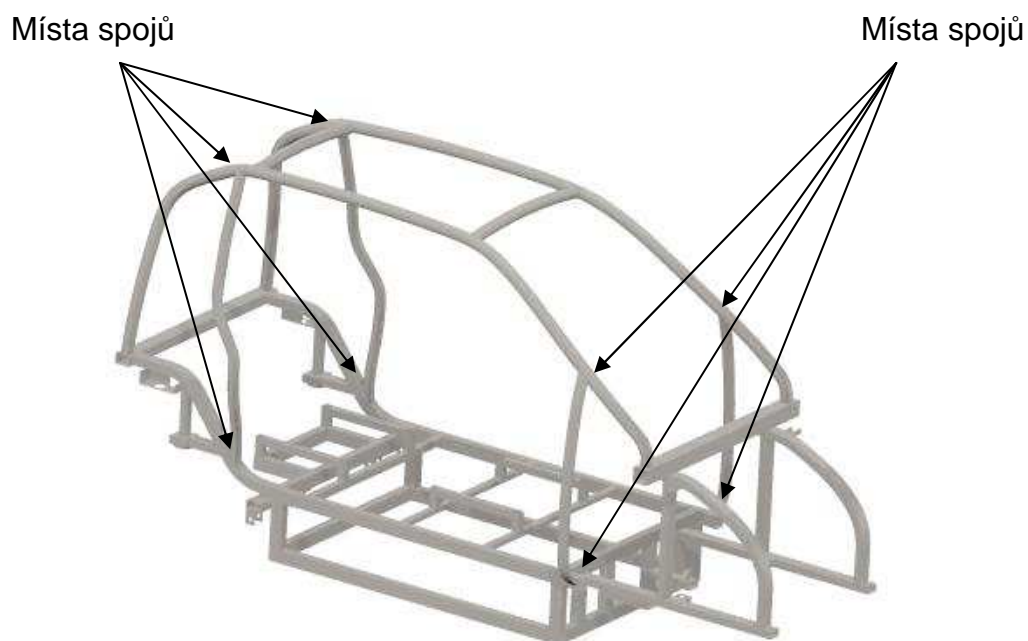
Obr. 41 Napojení horní a spodní části rámu

Následující důležitou částí, pro kterou musí být zajištěna stálá poloha a upevnění k rámu elektromobilu jsou dveře. Po konzultaci s panem Kamilem Reichrtem, který se zabývá jejich konstrukcí, byly stanoveny souřadnice pro uchycení dveřních pantů i zámků. Konstrukci pantu můžeme vidět na následujícím obrázku.



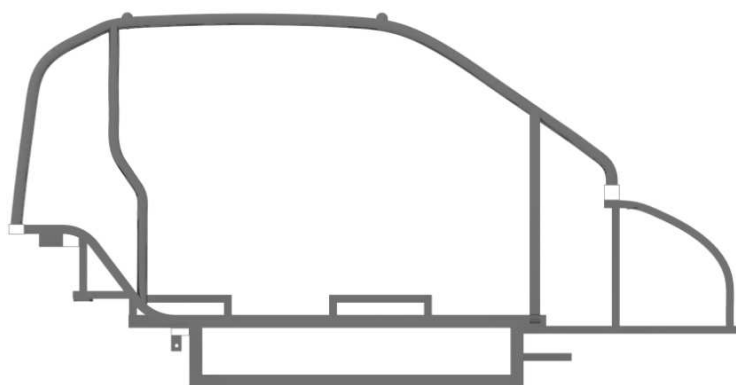
Obr. 42 Pant pro uchycení dveří

Díky malým rozměrům vozidla a jeho aplikaci do městského provozu byl pant navržen tak, aby bylo možné otevřít dveře a nebylo zapotřebí velkého místa kolem malého elektromobilu. Dochází tedy k částečnému otevření a vysunutí ve vertikálním směru, jak je patrné z konstrukce pantu na Obr. 42. Konstrukce rámu pro uchycení pantů byla navržena pomocí jeklů obdélníkového průřezu o rozměrech 40x20x2 mm, které jsou ohnuty a to dle tvaru designu elektromobilu, kde byl brán ohled i pro případné uchycení bočních částí karoserie. K profilu bude pant upevněn z boční strany vozidla. Upevnění zámku pro dveře je zajištěno díky trubkám o průměru 40 mm a šířce stěny 2 mm. Kruhový průřez byl navržen z důvodu ohýbání této části rámu ve dvou rovinách. Místa propojení a finální konstrukce rámu je patrná z následujícího obrázku.



Obr. 43 Finální konstrukce rámu elektromobilu

Pro celkovou představu jsou uvedeny na následujících obrázcích základní pohledy jak rámu, tak i designového modelu elektromobilu.



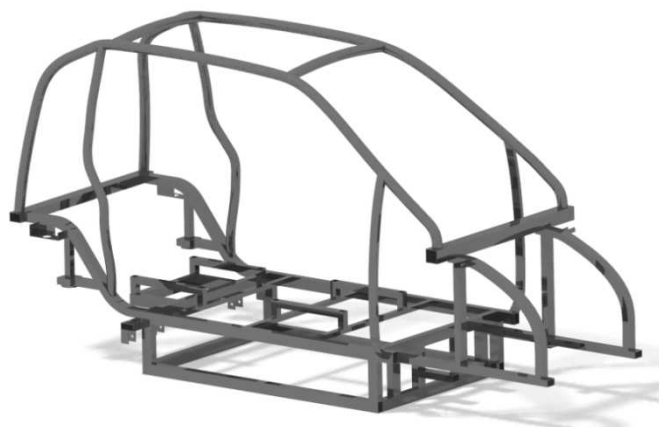
Obr. 44 Finální konstrukce rámu elektromobilu – pohled ze strany



Obr. 45 Finální konstrukce rámu elektromobilu – pohled zepředu



Obr. 46 Finální konstrukce rámu elektromobilu – pohled shora



Obr. 47 Finální konstrukce rámu elektromobilu – 3D pohled

7 Výpočet zatížení působící na rám

Při jízdě na rám elektromobilu působí několik sil, které vznikají od vlastní hmotnosti vozidla, posádky, popřípadě nákladem, který je převážen. Dále pak buzením od nerovnosti vozovky, jízdními odpory, setrvačnými účinky hmot při zrychlování či zpomalování, odstředivou silou při průjezdu zatáčkou a dalšími. Výpočet reakčních sil na rám byl proveden za použití určitých zjednodušujících předpokladů pro jednotlivé jízdní stavy. Mezi které patří:

- Statický režim vozidla
- Zrychlení vozidla
- Zpomalení vozidla
- Průjezd zatáčkou
- Dynamický režim

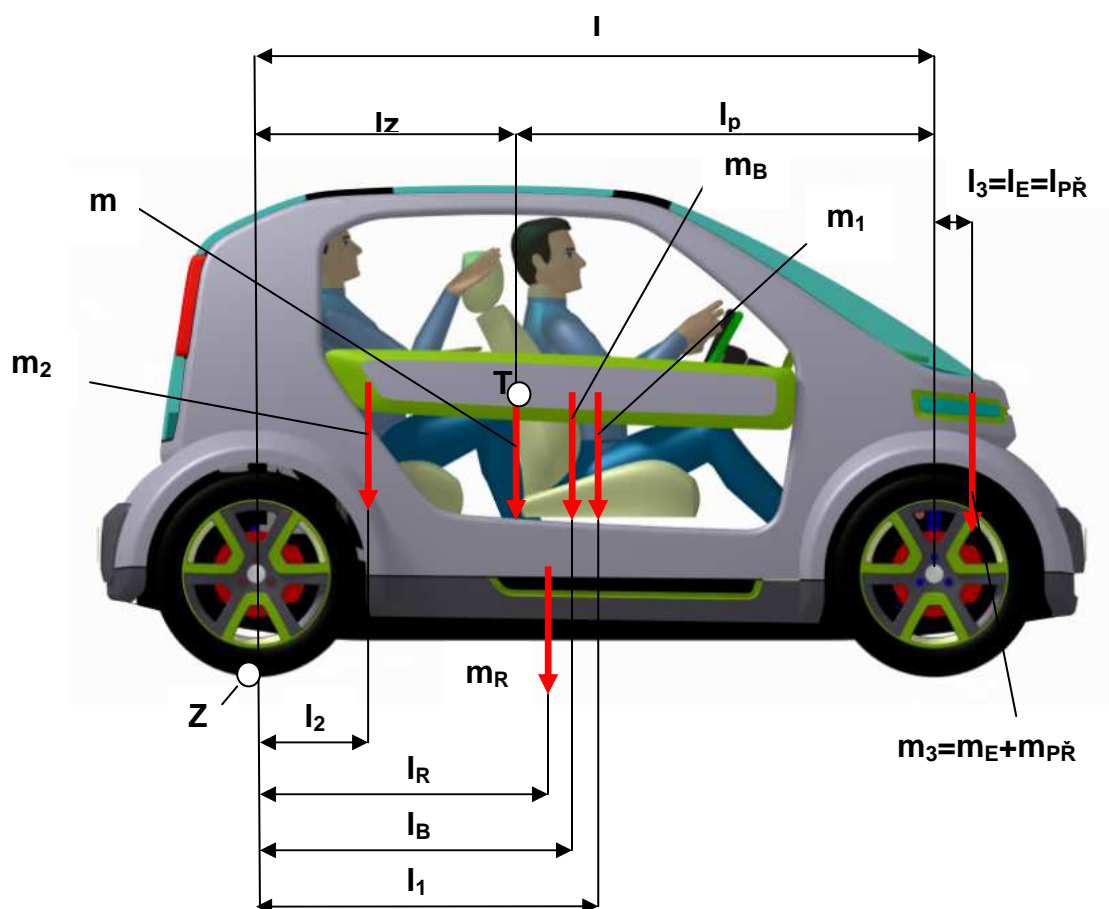
Jednotlivé jízdní stavy spolu s výpočty jsou uvedeny v jednotlivých podkapitolách níže. Jelikož se jedná pouze o designový model a daný elektromobil fyzicky neexistuje, byly základní rozměry, jako je například rozvor odměřeny z tohoto modelu. Abychom mohli provést jednotlivé výpočty, potřebujeme znát polohu těžiště a celkovou hmotnost vozidla. Poloha těžiště byla stanovena pomocí zjednodušeného výpočtu, kde byly uvažovány nejdůležitější hmotnosti a umístění komponent, které bezpochyby polohu těžiště podstatně ovlivní. Jedná se o baterie, elektromotor, převodovou skříň, rám a posádku. Byly uvažovány dvě osoby. Poloha těžiště rámu a hmotnost byla vypočtena pomocí softwaru. Umístění elektromotoru a převodové skříně bylo odměřeno z daného modelu. Hmotnost převodovky byla odhadnuta za pomoci modelu skříně a známých ozubených kol uvnitř. U pohonné jednotky, tedy elektromotoru byla hmotnost odečtena z katalogu od výrobce. Díky známému počtu a tíze jednoho článku, nebyl problém určit celkovou hmotnost baterií, která byla navýšena o hmotnosti víka a dalších součástí.

7.1 Stanovení polohy těžiště a celkové hmotnosti

Jak bylo již uvedeno, tak poloha těžiště byla stanovena pomocí zjednodušeného výpočtu při uvažování nejdůležitějších základních komponent automobilu. Jednotlivé hmotnosti, včetně poloh umístění jsou patrné z následujících tabulek a obrázků.

Součást	Označení	Hmotnost [kg]	Délka	Rozměr [m]
Rám	m_R	93	l_R	0,643
Řidič	m_1	80	l_1	1,194
Spolujezdec	m_2	80	l_2	0,412
Elektromotor	m_E	59	l_E	0,123
Převodovka	$m_{PŘ}$	10	$l_{PŘ}$	0,123
Baterie	m_B	175	l_B	1,137
			l	2,200

Tab. 1 Základní délky a hmotnosti - horizontální



Obr. 48 Výpočtový model pro stanovení polohy těžiště l_z

- Velikost celkové hmotnosti určíme ze vztahu:

$$m = m_1 + m_2 + m_B + m_R + m_3 \quad (1)$$

$$m = 80 + 80 + 175 + 93 + 69 = \underline{497} [kg] \quad (2)$$

- Momentová rovnováha k bodu **Z**:

$$m_2 \cdot l_2 + m_B \cdot l_B + m_R \cdot l_R + m_1 \cdot l_1 + m_3(l_3 + l) = m \cdot l_Z \quad (3)$$

- Z rovnice (3) vyjádříme polohu těžiště l_Z :

$$l_Z = \frac{m_2 \cdot l_2 + m_B \cdot l_B + m_R \cdot l_R + m_1 \cdot l_1 + m_3(l_3 + l)}{m} \quad (4)$$

- Po dosazení obdržíme vzdálenost těžiště l_Z :

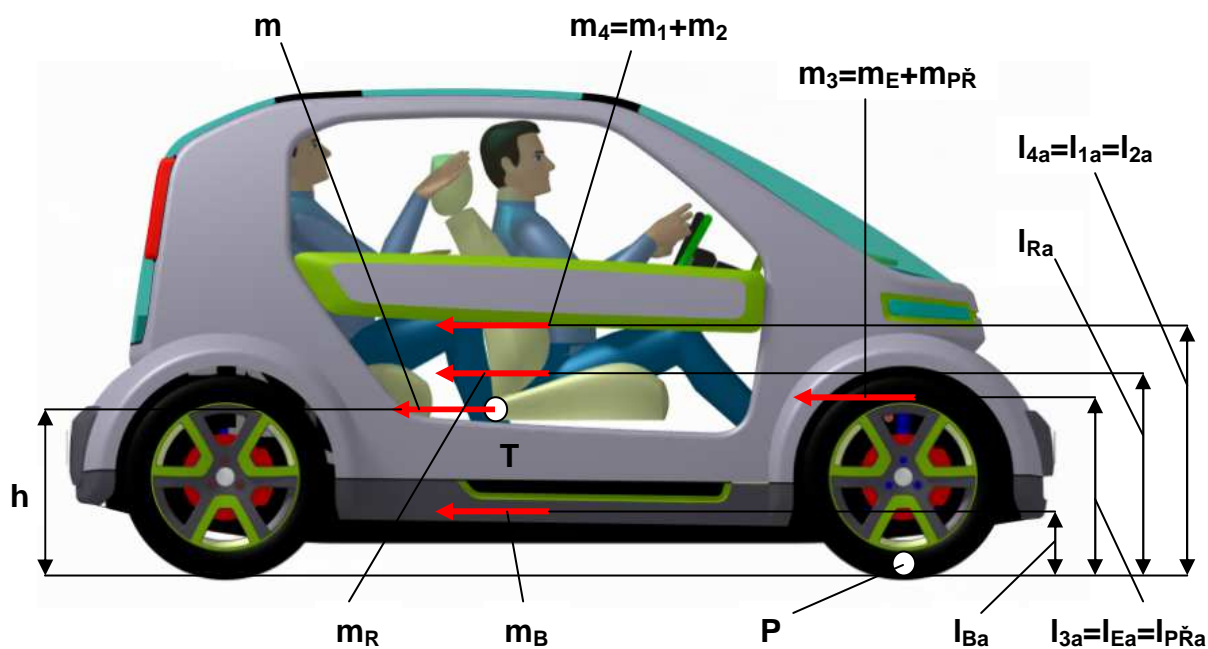
$$l_Z = \frac{80 \cdot 0,412 + 175 \cdot 1,137 + 93 \cdot 0,643 + 80 \cdot 1,194 + 69(0,123 + 2,2)}{497} =$$

$$= \underline{1,1} [m] \quad (5)$$

Výsledná vzdálenost těžiště od osy zadní nápravy, tedy v horizontálním směru (osa x) je $l_Z = 1,1$ m.

Součást	Označení	Hmotnost [kg]	Délka	Rozměr [m]
Rám	m_R	93	l_{Ra}	0,607
Řidič	m_1	80	l_{1a}	0,812
Spolujezdec	m_2	80	l_{2a}	0,812
Elektromotor	m_E	59	l_{Ea}	0,590
Převodovka	$m_{pŘ}$	10	$l_{pŘa}$	0,590
Baterie	m_B	175	l_{Ba}	0,264

Tab. 2 Základní délky a hmotnosti - vertikální



Obr. 49 Výpočtový model pro stanovení polohy těžiště **h**

- Momentová rovnováha k bodu **P**:

$$m_4 \cdot l_{4a} + m_B \cdot l_{Ba} + m_R \cdot l_{Ra} + m_3 l_{3a} = m \cdot h \quad (6)$$

- Z rovnice (6) vyjádříme polohu těžiště **h**:

$$h = \frac{m_4 \cdot l_{4a} + m_B \cdot l_{Ba} + m_R \cdot l_{Ra} + m_3 \cdot l_{3a}}{m} \quad (7)$$

- Po dosazení obdržíme vzdálenost těžiště **h**:

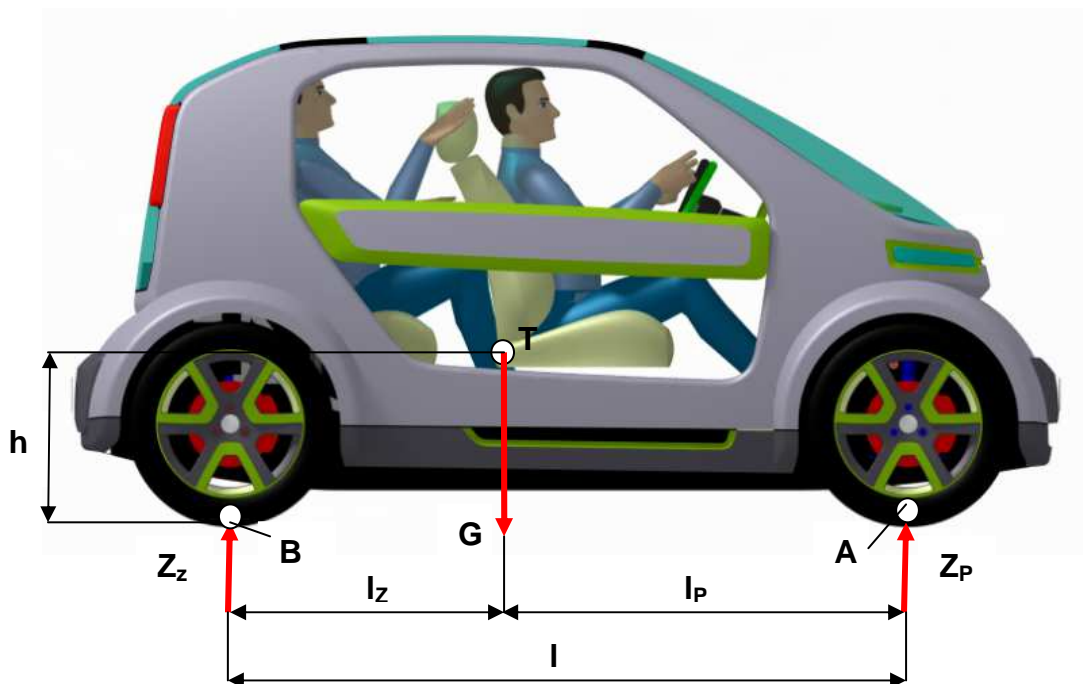
$$h = \frac{160 \cdot 0,812 + 175 \cdot 0,264 + 93 \cdot 0,607 + 69 \cdot 0,590}{497} = \underline{\underline{0,549}} \text{ [m]} \quad (8)$$

Výsledná vzdálenost těžiště od bodu **P**, tedy ve vertikálním směru (osa **z**) je **h = 0,549 m**.

U třetí souřadnice polohy těžiště **b** (osa **y**) budeme uvažovat zcela symetrický model včetně všech zatížení. Tato poloha bude tedy přesně v polovině vozidla.

7.2 Statický režim

Jedná se o nejjednodušší stav, který může nastat například při stojícím automobilu, ve kterém sedí řidič i spolujezdec. Při tomto stavu působí v těžišti vozidla síla, která je složena z vlastní tíhy elektromobilu a posádky, naproti ní reakce v místech dotyku kol přední a zadní nápravy. Vše je patrné z Obr. 50.



Obr. 50 Výpočtový model pro statický režim

- Silová rovnováha ve svislém směru:

$$G - Z_Z - Z_P = m \cdot g - Z_Z - Z_P = 0 \quad (9)$$

- Momentová rovnováha k bodu **B**:

$$G \cdot l_Z - Z_P \cdot l = 0 \quad (10)$$

- Z rovnice (10) vyjádříme a vypočteme reakci Z_P a z (9) Z_Z :

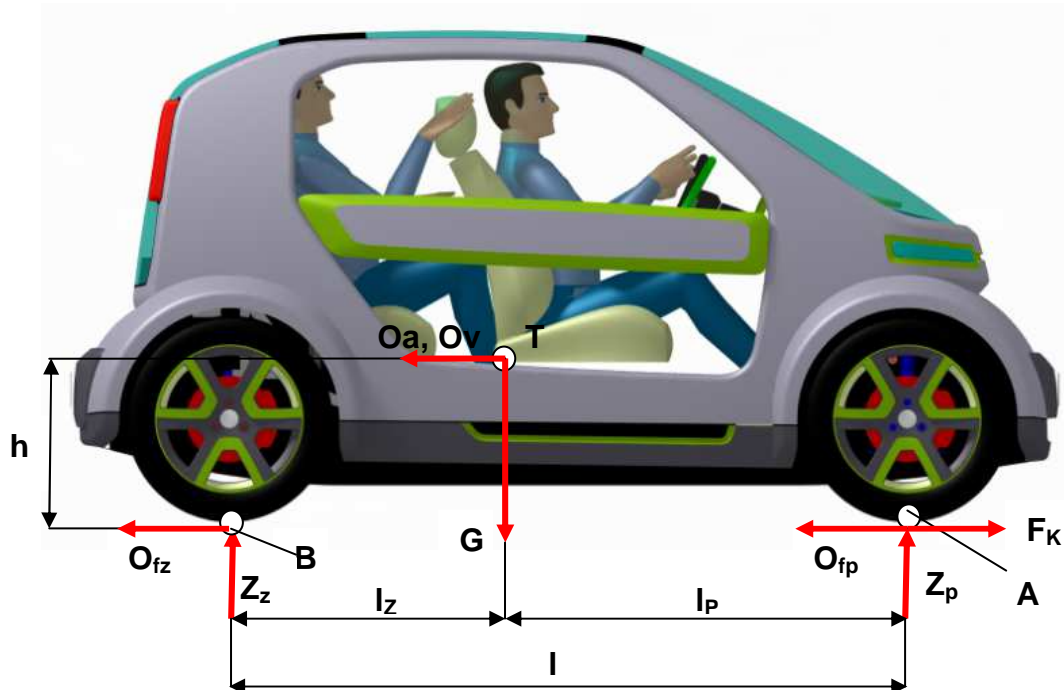
$$Z_P = \frac{G \cdot l_Z}{l} = \frac{m \cdot g \cdot l_Z}{l} = \frac{497 \cdot 9,81 \cdot 1,1}{2,2} = \underline{\underline{2437,8}} [N] \quad (11)$$

$$Z_Z = G - Z_P = 4875,6 - 2437,8 = \underline{\underline{2437,8}} [N] \quad (12)$$

Velikost reakce na přední a zadní nápravě je $Z_P = 2437,8 \text{ N}$ a $Z_Z = 2437,8 \text{ N}$.

7.3 Zrychlení vozidla

Při zrychlení vozidla vznikají setrvačné síly, které představují odpor zrychlení O_a . Tento odpor působí proti směru jízdy. Dále na vozidlo působí odpor vzduchu O_v . Pro výpočet budeme uvažovat stav, kdy automobil akceleroje při rozjíždění, tudíž hodnota tohoto odporu je velmi malá a můžeme ji tedy zanedbat. Dalším odporem, který při jízdě vzniká vlivem deformující se pneumatiky kola při kontaktu s vozovkou je odpor valení O_f . Při výpočtu hnací síly budeme vycházet z maximální možné síly, která se přenese mezi pneumatikou kola a vozovkou.



Obr. 51 Výpočtový model pro zrychlení vozidla

- Momentová rovnováha k bodu **B**:

$$G \cdot l_z - Z_p \cdot l - O_a \cdot h = 0 \quad (13)$$

- Vztah pro odpor zrychlení:

$$O_a = m \cdot a \cdot \delta \quad (14)$$

kde: δ ... součinitel vlivu rotujících částí

a ... zrychlení vozidla

Pro osobní automobily a nízké převodové stupně se volí součinitel vlivu rotujících částí δ v rozmezí 1,5-1,8. Pro výpočet volíme hodnotu 1,6.

- Výpočet maximální hnací síly, kterou lze přenést pneumatikou na vozovku:

$$F_K = Z_P \cdot \varphi \quad (15)$$

kde: φ ... součinitel adheze- $\varphi = 0,8$

- Při zanedbání odporu valení a odporu vzduchu platí:

$$F_K = O_a = m \cdot a \cdot \delta \quad (16)$$

tedy

$$Z_P \cdot \varphi = m \cdot a \cdot \delta \quad (17)$$

odtud

$$a = \frac{Z_P \cdot \varphi}{m \cdot \delta} \quad (18)$$

- Z rovnice (13) vyjádříme Z_P a dosadíme do (18):

$$Z_P = \frac{G \cdot l_Z - O_a \cdot h}{l} \quad (19)$$

$$a = \frac{\frac{G \cdot l_Z - O_a \cdot h}{l} \cdot \varphi}{m \cdot \delta} \quad (20)$$

- Za O_a dosadíme z (16) a vyjádříme zrychlení a :

$$a = \frac{G \cdot l_Z \cdot \varphi}{m \cdot \delta(l + h \cdot \varphi)} = \frac{4875,6 \cdot 1,1 \cdot 0,8}{497 \cdot 1,6(2,2 + 0,549 \cdot 0,8)} = \mathbf{2,04} \text{ [ms}^{-2}\text{]} \quad (21)$$

- Po dosazení (21) do (14) zjistíme:

$$O_a = 497 \cdot 2,04 \cdot 1,6 = \mathbf{1622} \text{ [N]} \quad (19)$$

- Ze známých vztahů vypočteme Z_P a Z_Z :

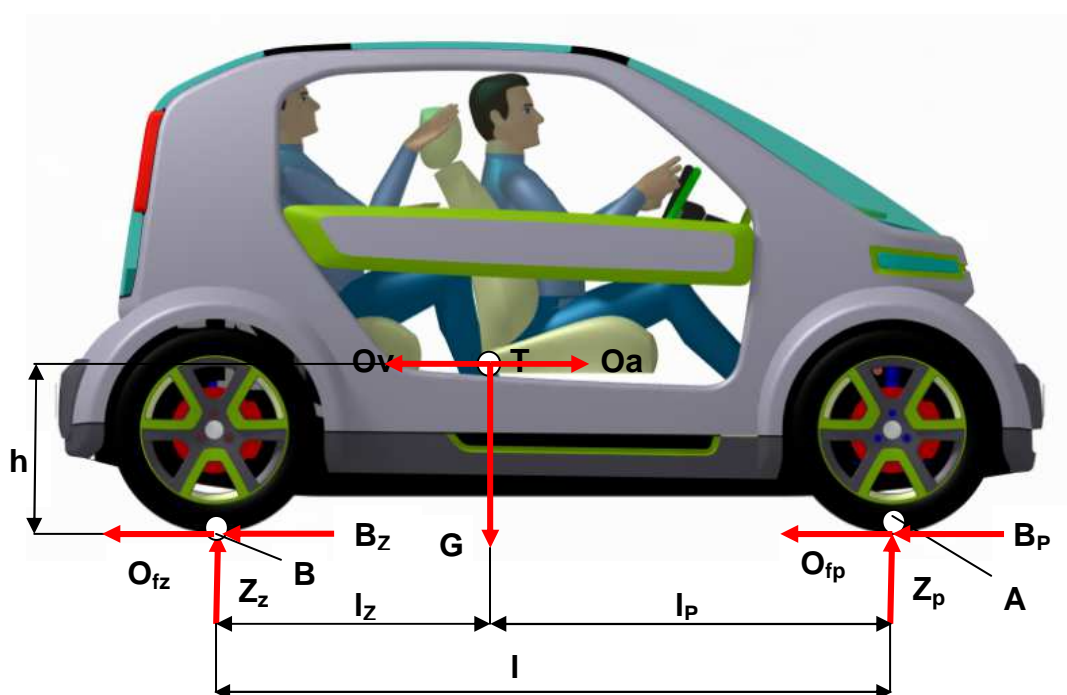
$$Z_P = \frac{G \cdot l_Z - O_a \cdot h}{l} = \frac{4875,6 \cdot 1,1 - 1343,9 \cdot 0,549}{2,2} = \mathbf{2102} \text{ [N]} \quad (20)$$

$$Z_Z = G - Z_P = 4875,6 - 2102 = \mathbf{2773,6} \text{ [N]} \quad (21)$$

Velikost reakce na přední a zadní nápravě je $Z_P = 2102 \text{ N}$ a $Z_Z = 2773,6 \text{ N}$.

7.4 Zpomalení vozidla

Při brzdění dochází ke zpomalení vozidla, které je závislé na maximálních možných brzdných silách, jaké lze přenést mezi pneumatikou kola a vozovkou, tedy na součiniteli adheze a radiálních reakcích od vozovky. Ve směru pohybu automobilu působí odpor setrvačnosti O_a . Dále odpor vzduchu O_v a odpor valení O_f , které nám způsobují větší zpomalení vozidla a pro jednoduchost výpočtu je nebudeme uvažovat. Při výpočtu brzdící síly budeme vycházet z maximální možné síly, která se přenese mezi pneumatikou kola a vozovkou (brzdění na mezi adheze).



Obr. 52 Výpočtový model pro zpomalení vozidla

- Momentová rovnováha k bodu **B**:

$$G \cdot l_z - Z_p \cdot l + O_a \cdot h = 0 \quad (22)$$

- Momentová rovnováha k bodu **A**:

$$-G \cdot l_p + Z_z \cdot l + O_a \cdot h = 0 \quad (23)$$

- Při zanedbání odporu valení a odporu vzduchu platí:

$$B_z + B_p = O_a = m \cdot a \quad (24)$$

- Výpočet maximální brzdné síly, kterou lze přenést pneumatikou na vozovku:

$$B_Z = Z_Z \cdot \varphi, \quad B_P = Z_P \cdot \varphi \quad (25)$$

- Po dosazení do (24):

$$Z_Z \cdot \varphi + Z_P \cdot \varphi = m \cdot a \quad (26)$$

odtud

$$a = \frac{\varphi(Z_Z + Z_P)}{m} \quad (27)$$

- Z rovnice (22) a (23) vyjádříme Z_P a Z_Z dosadíme do (27):

$$Z_P = \frac{G \cdot l_Z + O_a \cdot h}{l}, \quad Z_Z = \frac{G \cdot l_P - O_a \cdot h}{l} \quad (28)$$

$$a = \frac{\varphi \left(\frac{G \cdot l_P - O_a \cdot h}{l} + \frac{G \cdot l_Z + O_a \cdot h}{l} \right)}{m} \quad (29)$$

- Za O_a dosadíme z (24) a vyjádříme zpomalení a :

$$a = \frac{G \cdot \varphi}{m} = \frac{4875,6 \cdot 0,8}{497} = \underline{\underline{7,85}} \text{ [ms}^{-2}\text{]} \quad (30)$$

- Po dosazení (30) do (14) zjistíme:

$$O_a = 497 \cdot 7,85 = \underline{\underline{3901,5}} \text{ [N]} \quad (31)$$

- Ze známých vztahů vypočteme Z_P a Z_Z :

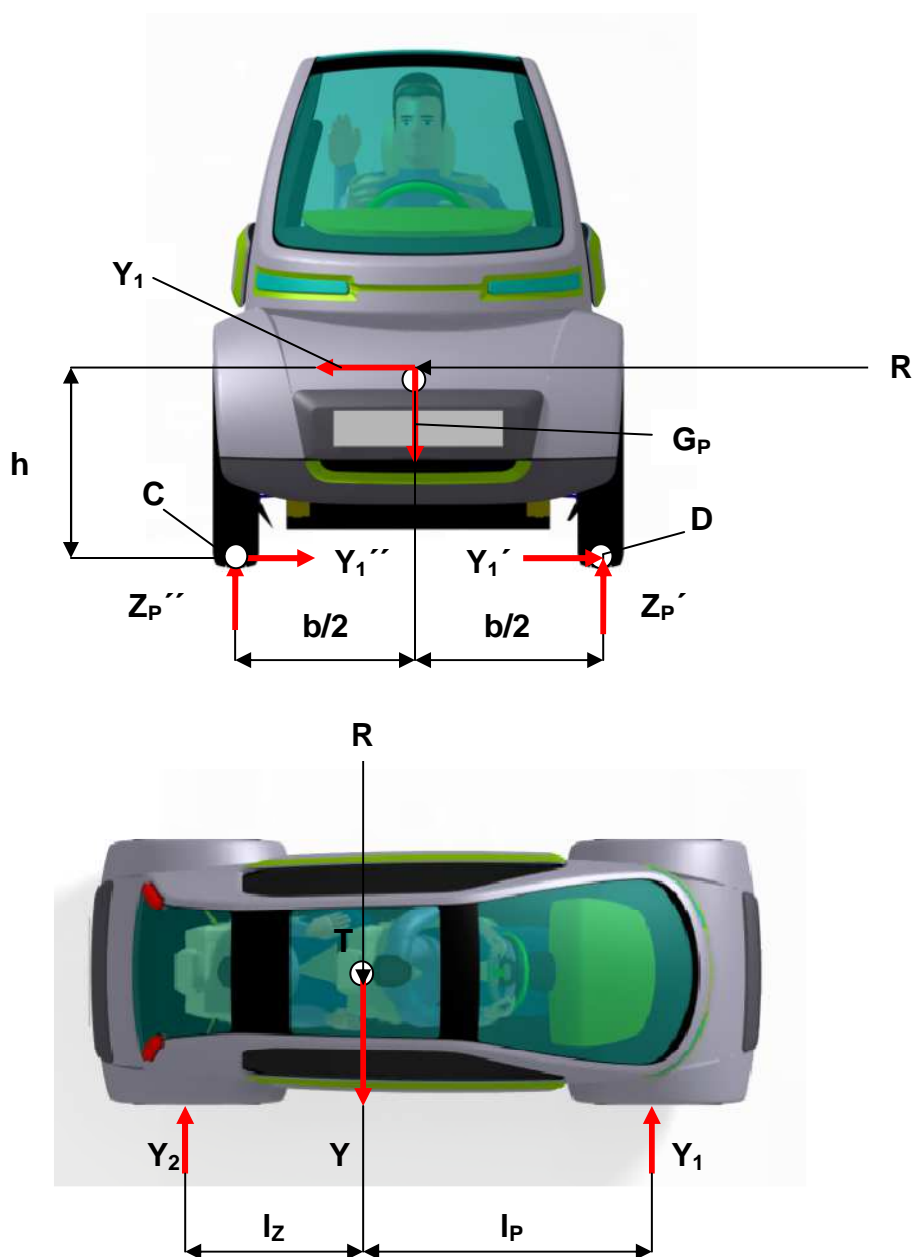
$$Z_P = \frac{G \cdot l_Z + O_a \cdot h}{l} = \frac{4875,6 \cdot 1,1 + 3901,5 \cdot 0,549}{2,2} = \underline{\underline{3411,4}} \text{ [N]} \quad (32)$$

$$Z_Z = G - Z_P = 4875,6 - 3411,4 = \underline{\underline{1464,2}} \text{ [N]} \quad (33)$$

Velikost reakce na přední a zadní nápravě je $Z_P = 3411,4 \text{ N}$ a $Z_Z = 1464,2 \text{ N}$.
Na rám automobilu se nám přenesou i brzdné síly $B_P = 2729,1 \text{ N}$ a $B_Z = 1171,4 \text{ N}$.

7.5 Průjezd zatáčkou

Při průjezdu vozidla zatáčkou na něj působí navíc spolu s odpory ještě odstředivá síla. Ta se nachází v těžišti vozidla stejně jako tíhová síla a snaží se porušit jeho příčnou stabilitu. Jakmile tato síla překročí maximální hodnotu adhezní síly v příčném směru, dojde ke smyku vozidla. Pro jednoduchost výpočtu zanedbáme odpor valení, vzduchu. Budeme uvažovat průjezd nenaklopenou zatáčkou o určitém poloměru, konstantní rychlostí (odpor zrychlení tedy nulový), dokonale tuhou pneumatiku v příčném směru.



Obr. 53 Výpočtový model pro průjezd zatáčkou

Projíždět budeme zatáčkou o poloměru $R = 80$ metrů rychlostí $v = 70$ Km/h. Odstředivá síla Y , která působí v těžišti, vyvolá reakce na přední nápravě Y_1 a zadní nápravě Y_2 . Ty jsou pak rozloženy na boční reakci vnitřního kola při průjezdu zatáčkou Y_1' a vnějšího Y_1'' (Y_2' a Y_2'' u zadní nápravy). Dále nám na přední nápravu působí zatížení G_P a na zadní G_Z (tyto zatížení použijeme ze statického režimu). Proti nim reakce Z_P' , Z_P'' , Z_Z' , Z_Z'' . Rozchod kol je $b = 1,26$ m. Výpočet všech reakcí je patrný z následujících výpočtů.

- Výpočet odstředivé síly:

$$Y = Y_1 + Y_2 = m \frac{v^2}{R} = 497 \frac{70^2}{80 \cdot 3,6} = \underline{\underline{120,8}} [N] \quad (34)$$

- Stanovení reakcí na přední a zadní nápravě z Obr.53:

$$Y_1 = \frac{Y \cdot l_Z}{l} = \frac{120,8 \cdot 1,1}{2,2} = \underline{\underline{60,4}} [N] \quad (35)$$

$$Y_2 = Y \left(1 - \frac{l_Z}{l}\right) = 120,8 \left(1 - \frac{1,1}{2,2}\right) = \underline{\underline{60,4}} [N] \quad (36)$$

- Momentová rovnováha k bodu C a D:

$$Z_P' \cdot b + Y_1 \cdot h - G_P \cdot \frac{b}{2} = 0 \quad (37)$$

$$Z_P'' \cdot b - Y_1 \cdot h - G_P \cdot \frac{b}{2} = 0 \quad (38)$$

- Výpočet reakcí Z_P' a Z_P'' z rovnic (37) a (38):

$$Z_P' = \frac{G_P}{2} - Y_1 \frac{h}{b} = \frac{1338,6}{2} - 60,4 \frac{0,549}{1,26} = \underline{\underline{643,1}} [N] \quad (39)$$

$$Z_P'' = \frac{G_P}{2} + Y_1 \frac{h}{b} = \frac{1338,6}{2} + 60,4 \frac{0,549}{1,26} = \underline{\underline{696,2}} [N] \quad (40)$$

Velikost reakcí vnitřního a vnějšího kola přední nápravy je $Z_P' = 643,1$ N a $Z_P'' = 696,2$ N

Pro výpočet reakcí na zadní nápravě automobilu použijeme stejných rovnic jako pro přední.

- Momentová rovnováha k bodu C a D:

$$Z'_Z \cdot b + Y_2 \cdot h - G_Z \cdot \frac{b}{2} = 0 \quad (41)$$

$$Z''_Z \cdot b - Y_2 \cdot h - G_Z \cdot \frac{b}{2} = 0 \quad (42)$$

- Výpočet reakcí Z'_Z a Z''_Z z rovnic (43) a (44):

$$Z'_Z = \frac{G_Z}{2} - Y_2 \frac{h}{b} = \frac{3537}{2} - 60,4 \frac{0,549}{1,26} = \underline{\underline{1742,2}} [N] \quad (43)$$

$$Z''_Z = \frac{G_Z}{2} + Y_2 \frac{h}{b} = \frac{3537}{2} + 60,4 \frac{0,549}{1,26} = \underline{\underline{1794,8}} [N] \quad (44)$$

Velikost reakcí vnitřního a vnějšího kola přední nápravy je $Z'_Z = 1742,2 \text{ N}$ a $Z''_Z = 1794,8 \text{ N}$

Aby nedošlo ke smyku vozidla, musí být splněna podmínka stability, která se stanoví z následujícího výrazu.

$$Y_1 + Y_2 \leq \varphi(Z'_P + Z''_P + Z'_Z + Z''_Z) \quad (45)$$

$$60,4 + 60,4 \leq 0,8(643,1 + 696,2 + 1742,2 + 1794,8)$$

$$120,8 \leq 4876,3$$

Vyhovuje

Pro takto zvolený jízdní režim s danými parametry automobilu podmínka dostatečně vyhovuje.

7.6 Dynamický režim

Při jízdě po vozovce, která není zcela rovná a hladká dochází k dynamickému namáhání. To je způsobeno nerovnostmi terénu a významně nám ovlivňuje životnost podvozkových částí automobilu, ale i rámu, na který se tyto síly přenášejí. V kritických místech mohou vznikat trhliny, které tuto dobu životnosti snižují. Jelikož nerovnosti vozovky nemůžeme zcela přesně popsat, protože mají různý charakter, který nelze předvídat, volí se pro výpočet zjednodušené buzení nerovnosti například sinusový průběh a využívá se rovnovážných ustálených stavů. Pro výpočet dynamického režimu budeme vycházet ze statického za použití dynamického koeficientu, kterým se násobí jednotlivé síly. Tento koeficient se volí v rozmezí 2 – 3. Množství experimentálních testů a životnostních zkoušek firmy Java Moto s.r.o. dokázalo, že tento zjednodušený výpočet je plně dostačující a to po celou dobu životnosti vozidla. Pro náš případ výpočtu dynamického režimu zvolíme koeficient o velikosti $k_D = 2$.

- Výsledné rovnice pro statický režim:

$$Z_p = \frac{G \cdot l_z}{l} = \frac{m \cdot g \cdot l_z}{l} = \frac{497 \cdot 9,81 \cdot 1,1}{2,2} = \underline{\underline{2437,8}} [N]$$

$$Z_z = G - Z_p = 4875,6 - 2437,8 = \underline{\underline{2437,8}} [N]$$

- Výpočet reakcí pro dynamický režim:

$$Z_{pD} = Z_p \cdot k_D = 2437,8 \cdot 2 = \underline{\underline{4875,6}} [N] \quad (44)$$

$$Z_{zD} = Z_z \cdot k_D = 2437,8 \cdot 2 = \underline{\underline{4875,6}} [N] \quad (45)$$

Velikosti reakcí pro tento režim jsou $Z_{pD} = 4875,6 \text{ N}$ a $Z_{zD} = 4875,6 \text{ N}$.

7.7 Výběr nejnepříznivějšího režimu

Z několika výše uvedených a vypočtených jízdních stavů musíme vybrat ten nejnepříznivější tedy ten, při kterém je rám vozidla nejvíce namáhán. U zrychlení vozidla oproti statickému režimu dochází k přetížení zadní nápravy a odlehčení přední, na rám nám tedy působí radiální reakce (v ose z). Při režimu kdy automobil brzdí, dojde naopak k přetížení přední nápravy a odlehčení zadní. Spolu s radiálními reakcemi se zde přenáší na rám vozidla i brzdné síly. U průjezdu zatáčkou zase síly v příčném směru (v ose y), které vznikají od působení odstředivé síly na vozidlo. Na základě velikosti jednotlivých sil, byl vybrán pro pevnostní kontrolu pomocí metody konečných prvků dynamický režim.

8 Pevnostní kontrola rámu elektromobilu

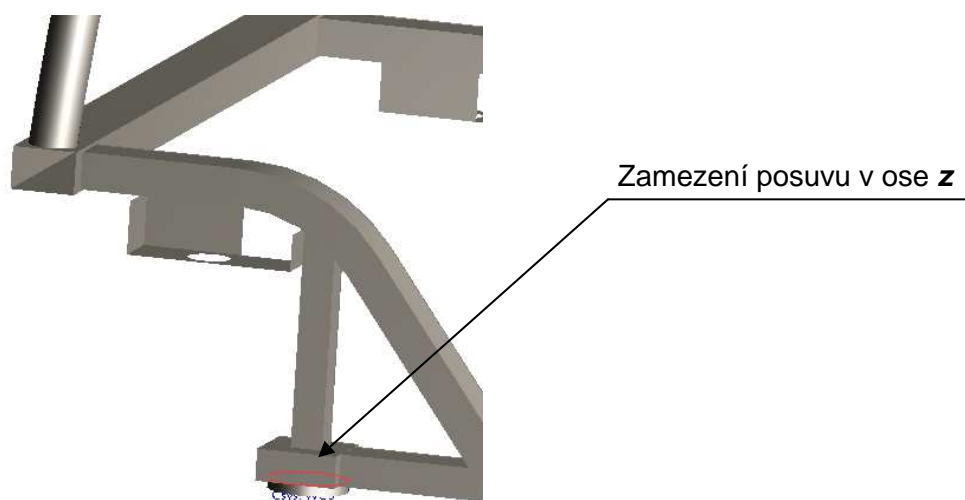
Konstrukce rámu byla tvořena pomocí ploch v programu Catia V5, odkud byla přenesena pomocí formátu *step* do softwaru Creo Elements 5.0, kde díky modulu Pro/MECHANICA byl proveden výpočet pro zvolený dynamický jízdní režim. Tento program využívá pro výpočet takzvanou *P metodu*, tedy zvyšování stupně polynomu. Maximální stupeň polynomu, počet vygenerovaných elementů a další informace související s výpočtem jsou uvedeny v následujících podkapitolách.



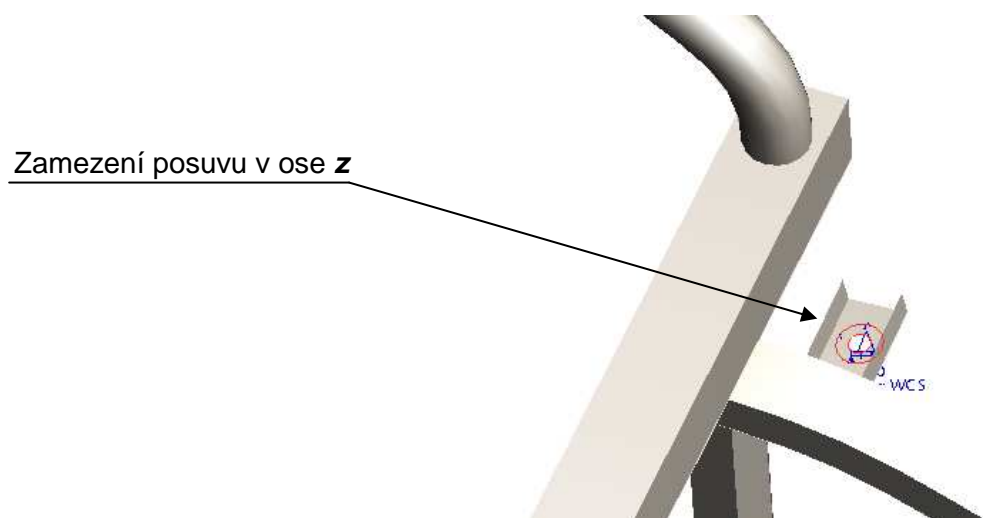
Obr. 54 Výpočtový model

8.1 Geometrické okrajové podmínky

Geometrické okrajové podmínky popisují zamezení pohyblivosti výpočtového modelu. Volíme je tak, aby odpovídali co nej přesněji reálnému stavu. Síly mezi vozovkou a rámem automobilu se přenášejí přes pružiny přední a zadní nápravy. Jelikož neznáme jejich parametry, budeme je uvažovat pro výpočet dokonale tuhé. Zabránění pohybu ve vertikálním směru bude pomocí zamezení posuvu v ose z v místech dotyku pružin s rámem, kde byly vytvořeny plochy styku (surface regiony), které jsou patrné z následujících obrázků.

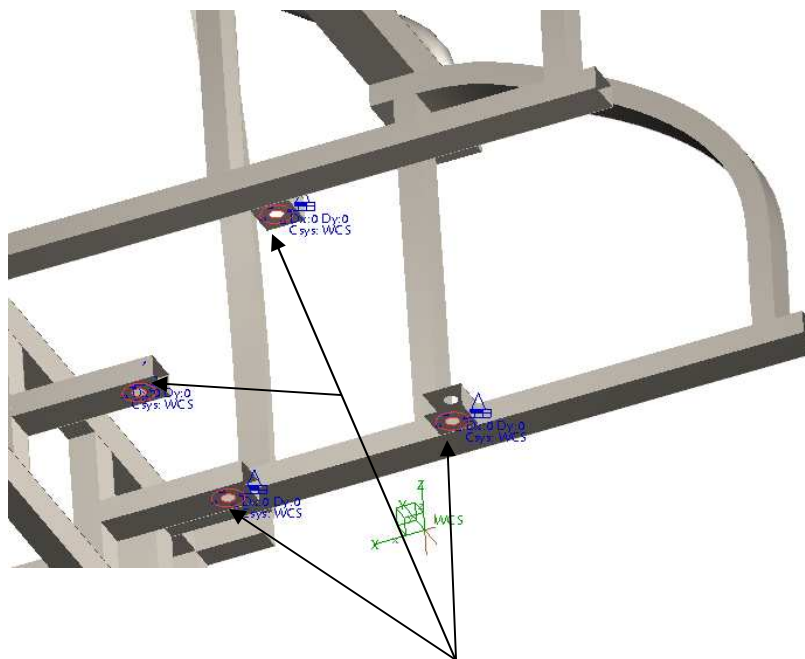


Obr. 55 Surface region a zamezení posuvu u uložení pružiny zadní nápravy



Obr. 56 Surface region a zamezení posuvu u uložení pružiny přední nápravy

Zamezení posuvu v dalších dvou směrech tedy v ose x a y bylo vytvořeno v místech upevnění přední nápravy, přes kterou se síly v těchto směrech přenáší a uvažujeme ji opět dokonale tuhou. Byly zde také vytvořeny surface regiony (Obr.57).



Zamezení posuvu v ose x a y

Obr. 57 Surface regiony a zamezení posuvu v místě upevnění nápravy k rámu

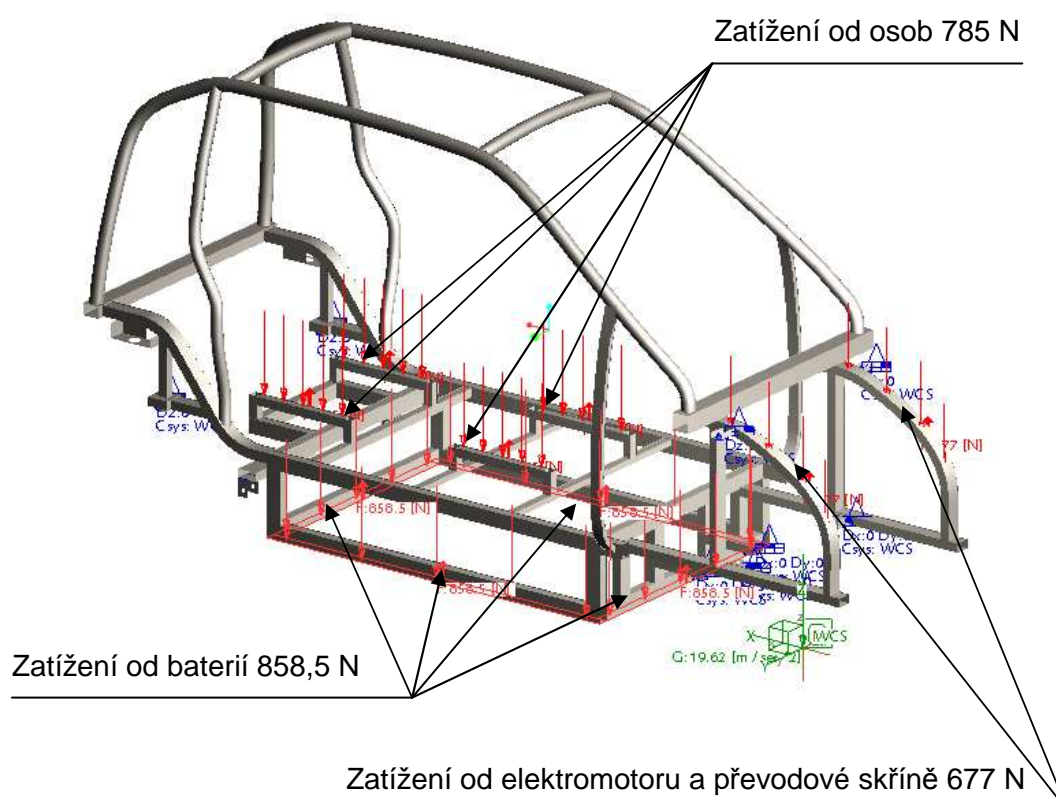
8.2 Silové okrajové podmínky

Při tvorbě silových okrajových podmínek je nutné, aby byly umístěny také co nejpřesněji a vše se podobalo reálnému zatížení modelu. Na rám působí síly od posádky vozidla, tedy řidiče a spolujezdce, baterií, motoru a převodovky. Nesmíme zapomenout i na jeho vlastní tíhu. Jednotlivé velikosti konkrétních zatížení, které byly při výpočtu uvažovány (dynamický režim), nalezneme v následující tabulce.

Řidič	F_1	1570 [N]
Spolujezdec	F_2	1570 [N]
Elektromotor	F_E	1158 [N]
Převodovka	$F_{př}$	196 [N]
Baterie	F_B	3434 [N]

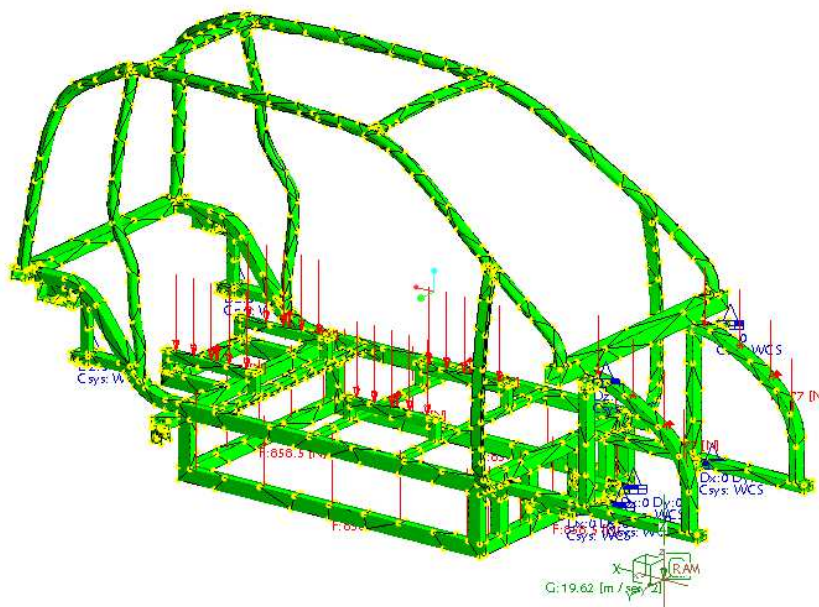
Tab. 3 Velikost sil působících na rám

Zatížení od cestujících bylo rozloženo symetricky na rám, v místech upevnění kolejnic sedadel. Tedy na každou kolejnici působí polovina zatížený jak u řidiče tak spolujezdce. Z důvodu neznámých pozic pro upevnění elektromotoru a převodové skříně bylo zatížení od těchto dvou komponent sečteno a rovnoměrně rozloženo na rám v místě, kde bude jejich případné uchycení umístěno. Jak již bylo zmíněno výše, tak baterie budou uchyceny ke spodní části rámu pomocí víka, proto jejich celkové zatížení bylo rovnoměrně rozloženo po obvodu této konstrukce. Posledním parametrem, který nelze opomenout, je vlastní tíha rámu. Zavedeme tedy gravitační zrychlení v ose **z**. Jelikož se jedná o jízdní režim, kde byl uvažován dynamický koeficient $k_d = 2$, musí být i toto zrychlení dvojnásobné. Jednotlivá zatížení a jejich umístění jsou patrná z následujícího obrázku.



Obr. 58 Silové okrajové podmínky a jejich umístění na rám automobilu

Model rámu elektromobilu je tvořen skořepinovými prvky, ke kterým je přiřazena tloušťka stěny, která je všude 2 mm. Výjimkou jsou pouze části rámu, které jsou tvořeny pomocí plechu a to uchycení ramen a tlumičů zadní nápravy kde je tloušťka stěny 4 mm a 3 mm. Posledním parametrem nezbytným před spuštěním výpočtu je materiál, který musíme také zadat. Vybereme tedy ocel, jak již bylo zmíněno v úvodu této diplomové práce.



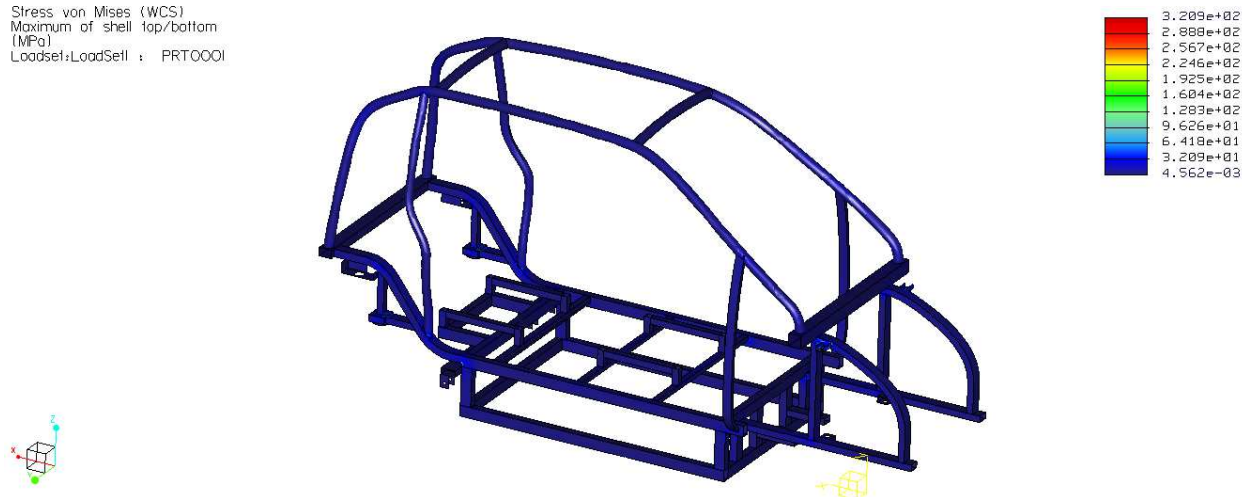
Obr. 59 Vygenerovaná síť elementů

Pro model rámu byla vygenerována síť prvků, která byla tvořena pomocí 1673 trojúhelníkových a 1537 čtyřstěnů. Výpočet byl proveden pomocí metody Multi-Pass Adaptive, kde byl zadán maximální stupeň polynomu 9, u kterého nebylo dosaženo konvergenčního kritéria 10 %. Díky skořepinovému modelu, je čas výpočtu výrazně nižší, než by byl u objemového modelu. Výsledky simulace, které nám zobrazují maximální napětí a posunutí můžeme vidět v následující podkapitole.

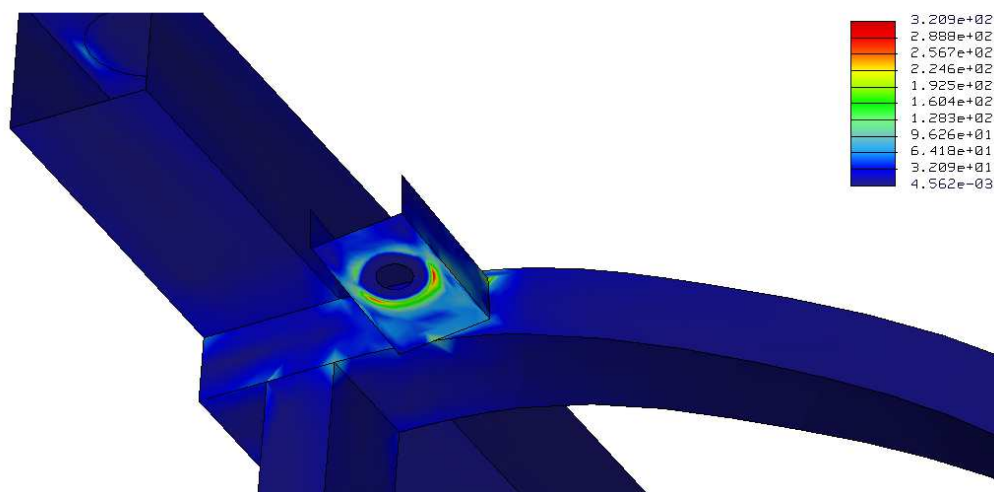
8.3 Zobrazení výsledků simulace

Z následujících obrázků je patrné maximální napětí o velikosti 320,9 MPa, které působí v místech uložení přední pružiny a tlumiče. Zvolená konstrukční ocel v této části 11523 má minimální mez kluzu 333 MPa. Velikost vzniklého napětí je tedy menší.

Stress von Mises (WCS)
Maximum of shell top/bottom
(MPa)
Loadset: LoadSet1 : PRT0001



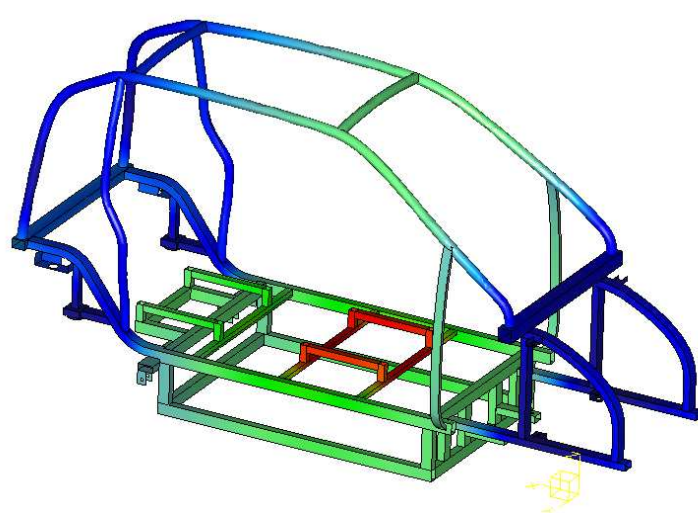
Obr. 60 Konstrukce rámu- vzniklé napětí [MPa]



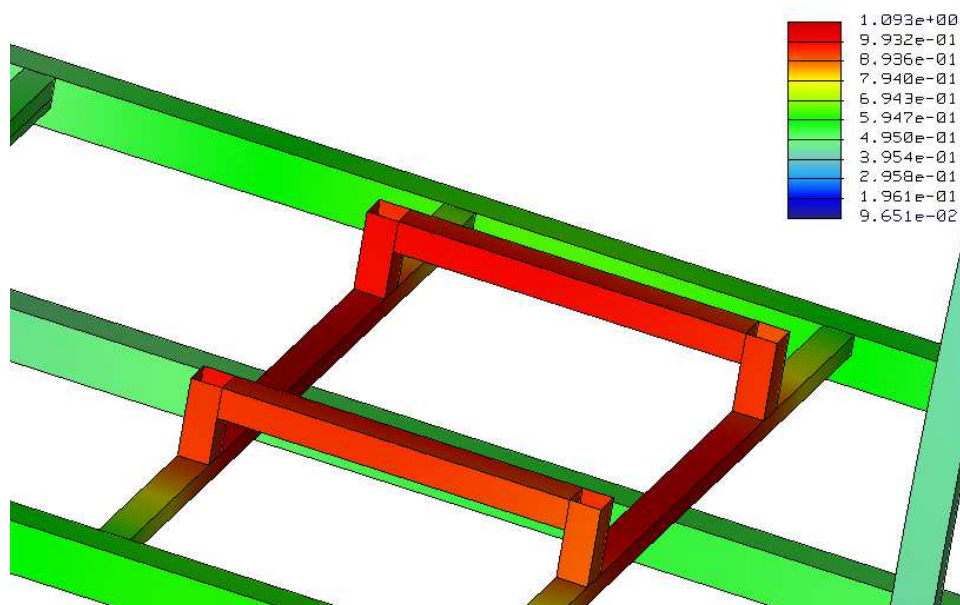
Obr. 61 Detailní pohled na rám pro uložení pružiny s tlumičem

K maximálnímu celkovému posunutí dochází v místech rámu, kde je upevněno přední sedadlo. Jeho hodnota činí 1,093 mm.

Displacement Mag (WCS)
(mm)
Max Disp +1.0929E+00
Loadset:LoadSet1 : PRT0001



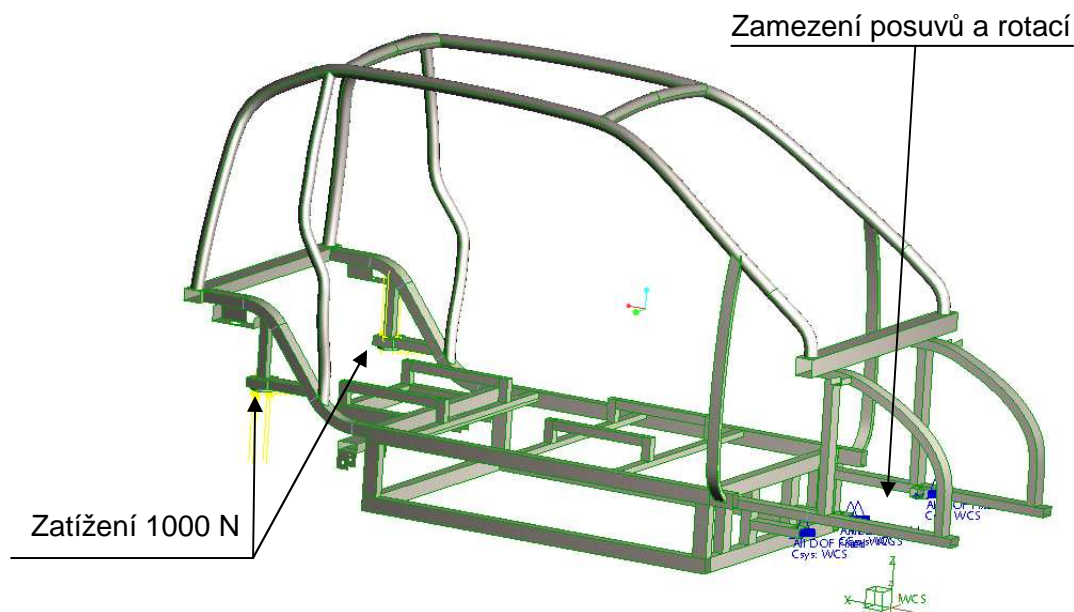
Obr. 62 Konstrukce rámu- vzniklé posunutí [mm]



Obr. 63 Detailní pohled na rám pro uchycení předního sedadla

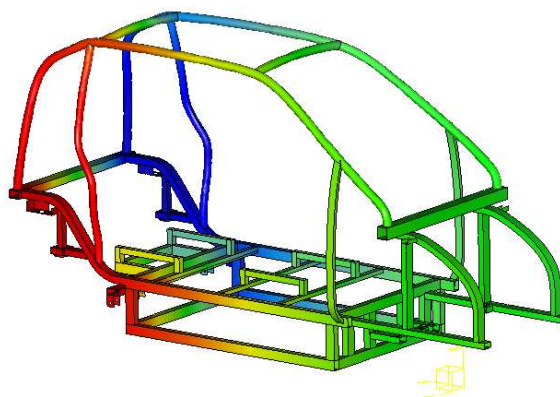
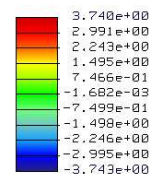
9 Výpočet torzní tuhosti rámu elektromobilu

Při jízdě automobilu po nerovné vozovce může nastat situace, kdy bude jeho rám namáhán na krut a to když obě zadní kola nejedou na nerovnost. Například levé bude přejíždět nějaký příčný práh a druhé bude ve výmolu. Proto dalším důležitým parametrem je i torzní tuhost rámu vozidel kolem podélné osy (x). Tu zjistíme také za použití analýzy metody konečných prvků. Uvažujeme zde přední nápravu ideálně tuhou a v místech uložení mostu k rámu elektromobilu zamezíme všechny posuvy a rotace. Zatěžovat rám budeme pomocí známých sil, které budou působit v místě uložení pružin zadní nápravy. První síla bude mít kladný směr vektoru v ose z a druhá záporný. Obě mají velikost $F_{1,2} = 1000$ N. Rameno (vzdálenost mezi uloženími zadních pružin) na kterém síly působí je $x = 0,838$ m. Následně pomocí známého vztahu spočítáme torzní tuhost rámu elektromobilu. Připravený model pro analýzu včetně geometrických a silových okrajových podmínek je patrný z následujícího obrázku.



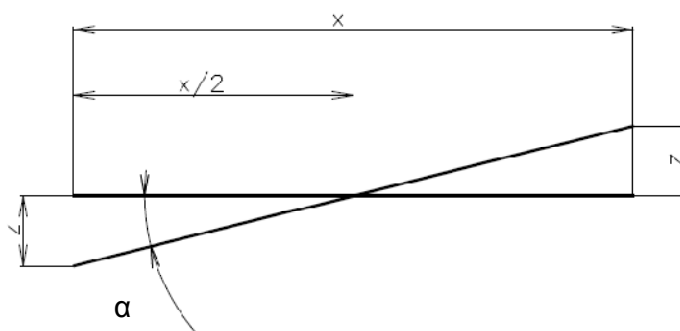
Obr. 64 Silové a okrajové podmínky pro výpočet torzní tuhosti

Displacement Z (WCS)
(mm)
Max. Disp +3.7430E+00
LoadSet1:LoadSet1 : PRT0005



Obr. 65 Konstrukce rámu- maximální posunutí v ose **z** [mm]

Ze známého maximálního posuvu v ose **z** a délky ramene mezi uložením pružin, spočítáme úhel pootočení konstrukce rámu kolem podélné osy **x**. Velikost posuvu je $z = 0,00374$ m.



Obr. 66 Výpočtový trojúhelník pro stanovení úhlu natočení

- Pomocí pravoúhlého trojúhelníka vyjádříme úhel α :

$$\alpha = \arctg \frac{z}{\frac{x}{2}} = \arctg \frac{0,00374}{\frac{0,838}{2}} = 0,51[^\circ] \quad (46)$$

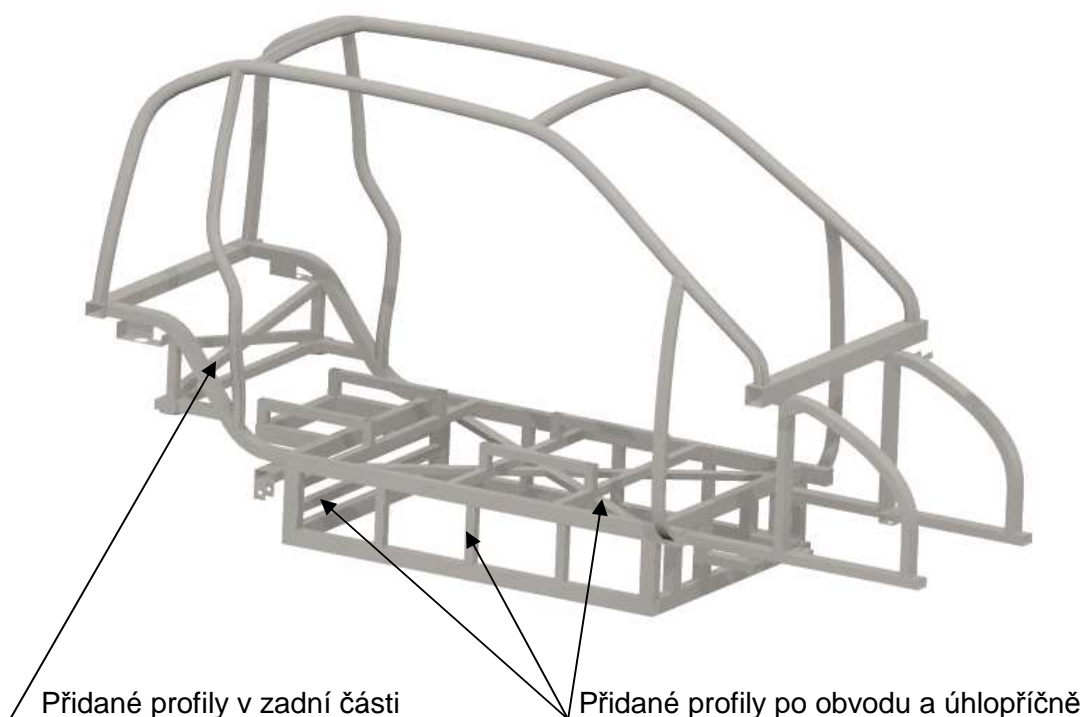
- Ze známého vztahu vypočteme torzní tuhost rámu:

$$k = \frac{M}{\alpha} = \frac{F_{1,2} \cdot x}{\alpha} = \frac{1000 \cdot 0,838}{0,51} = \underline{\underline{1643}} \left[\frac{N \cdot m}{^\circ} \right] \quad (47)$$

Výsledná torzní tuhost rámu elektromobilu je $1643 \text{ Nm}/^\circ$. Ve srovnání s čtyřmístným vozidlem Mitsubishi i-MiEV, kde hodnota torzní tuhosti rámu je $8337 \text{ Nm}/^\circ$ je nízká, tudíž bude rám optimalizován pro zvýšení hodnoty tuhosti.

10 Optimalizace konstrukce rámu elektromobilu

Jak již bylo zmíněno výše, tak torzní tuhost rámu elektromobilu je velmi nízká, proto je nutné rám optimalizovat, aby se její hodnota zvýšila. Do zadní části rámu, v místě mezi uložením pružin, byl přidán jekl čtvercového průřezu o rozměrech 30 x 30 x 2 mm napříč i na úhlopříčku. Dále byl vyztužen prostor pro uložení baterií po obvodu stejnými profily. Také úhlopříčně byla tato část vyztužena pomocí jeklů obdélníkového průřezu 40 x 20 x 2 mm. Takto optimalizovanou konstrukci můžeme vidět na následujícím obrázku.

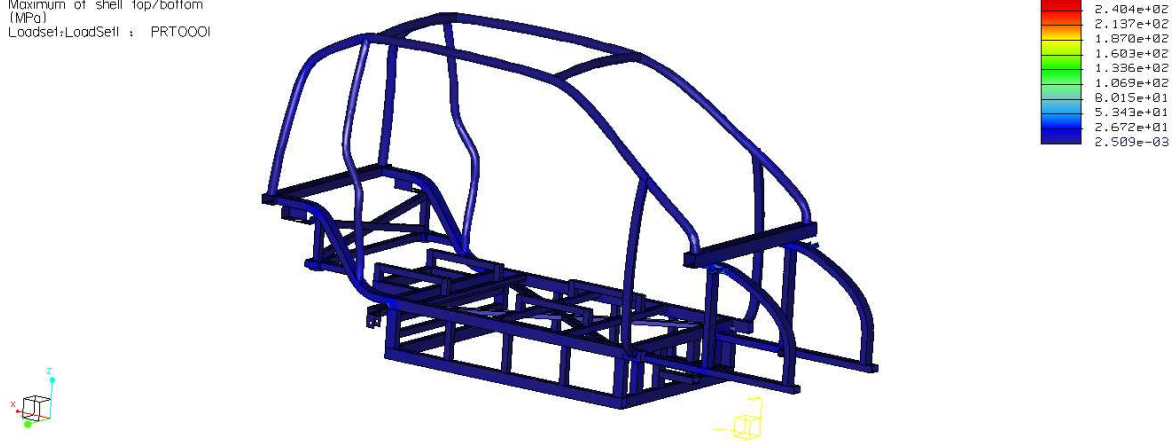


Obr. 67 Optimalizovaná konstrukce rámu elektromobilu

Konstrukci rámu opět zatížíme při stejných geometrických i okrajových podmínkách. Vypočteme také torzní tuhost. Jednotlivé hodnoty celkového napětí, posuvů i tuhosti jsou patrné v následující podkapitole.

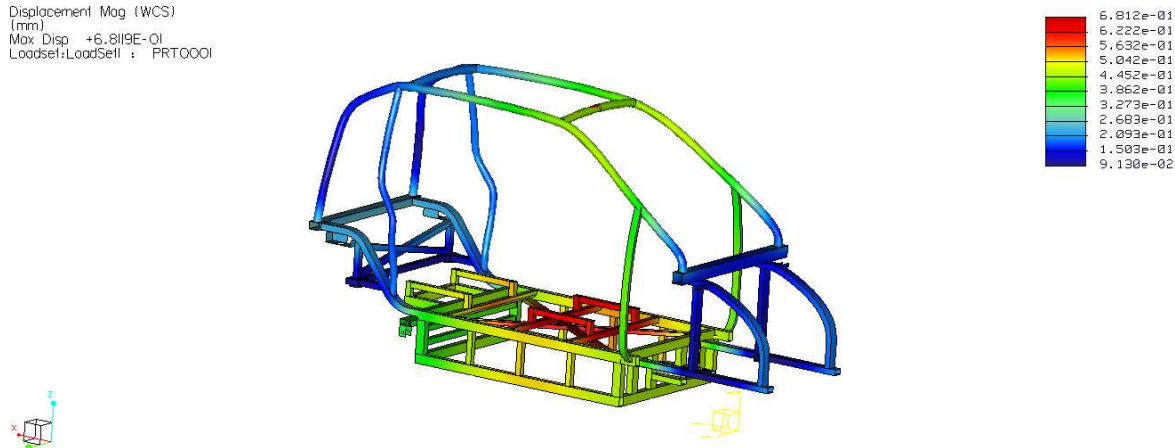
10.1 Zobrazení výsledků simulace optimalizované konstrukce

Stress von Mises (WCS)
Maximum of shell top/bottom
(MPa)
LoadSet:LoadSet1 : PRT0001



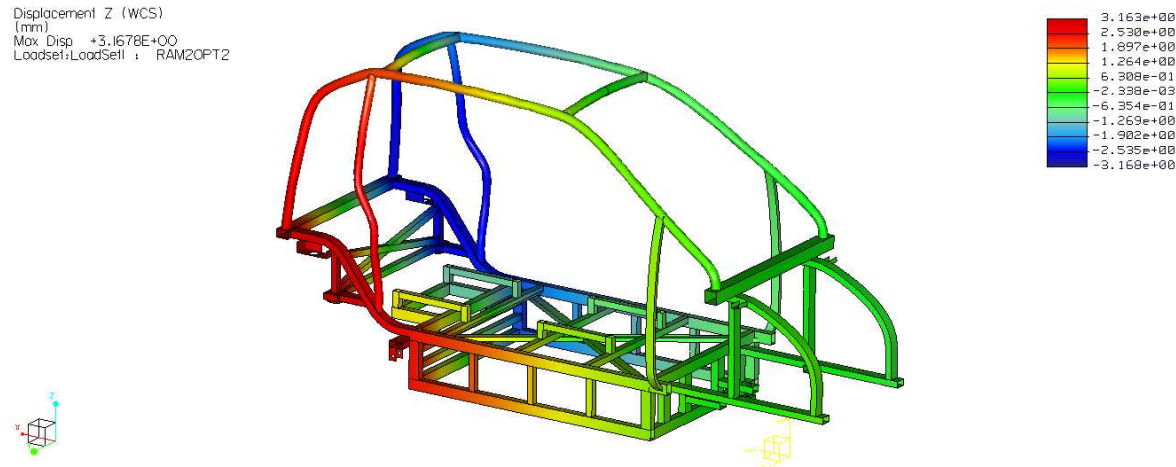
Obr. 68 Optimalizovaná konstrukce rámu- vzniklé napětí [MPa]

Displacement Mag (WCS)
(mm)
Max Disp : +6.8119E-01
LoadSet:LoadSet1 : PRT0001



Obr. 69 Optimalizovaná konstrukce rámu- vzniklé posunutí [mm]

Displacement Z (WCS)
(mm)
Max Disp : +3.1678E+00
LoadSet:LoadSet1 : RAM20PT2



Obr. 70 Optimalizovaná konstrukce rámu- maximální posunutí v ose **z** [mm]

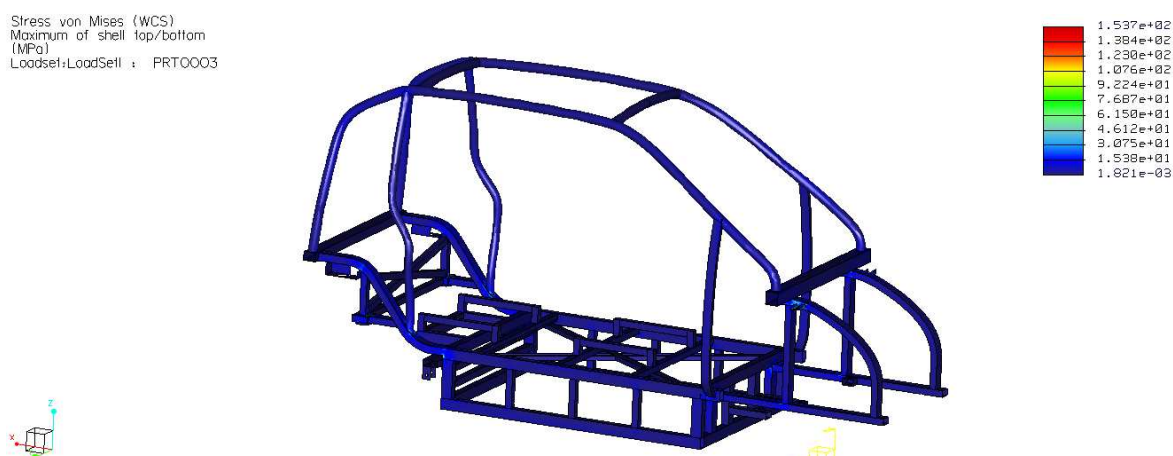
- Ze známých vztahů vypočteme torzní tuhost rámu:

$$\alpha = \arctg \frac{z}{\frac{x}{2}} = \arctg \frac{0,00316}{\frac{0,838}{2}} = 0,43[^\circ] \quad (48)$$

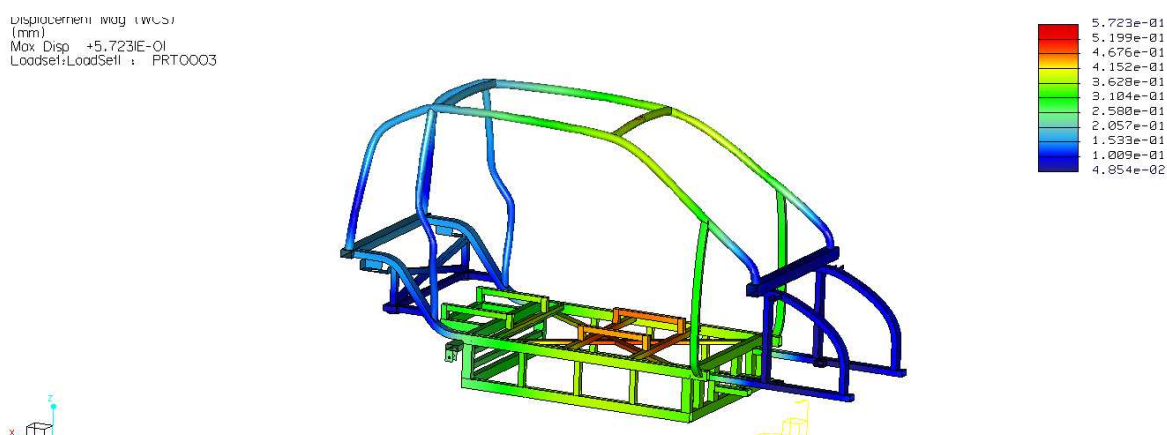
$$k = \frac{M}{\alpha} = \frac{F_{1,2} \cdot x}{\alpha} = \frac{1000 \cdot 0,838}{0,43} = \underline{1949} \left[\frac{N \cdot m}{^\circ} \right] \quad (49)$$

Maximální napětí optimalizované konstrukce se snížilo na hodnotu 267,1 MPa, které působí rovněž v místech uložení přední pružiny a tlumiče. Celkové posunutí je také v místech rámu, kde je upevněno přední sedadlo, jeho hodnota se však snížila na 0,681 mm. Torzní tuhost se zvýšila na hodnotu 1949 Nm/°. Nicméně je tato hodnota stále nízká, proto zvýšíme tloušťku stěny profilů z 2 mm na 3 mm a výpočet znovu zopakujeme. Nahradíme také uchycení předního tlumiče jeklem U – 40 x 30 x 30 x 3 mm a zadního ramene 70 x 35 x 3 mm, s tím souvisí také posunutí otvorů pro šroubové spoje o 5 mm výše.

10.2 Zobrazení výsledků simulace po zvětšení tloušťky profilu

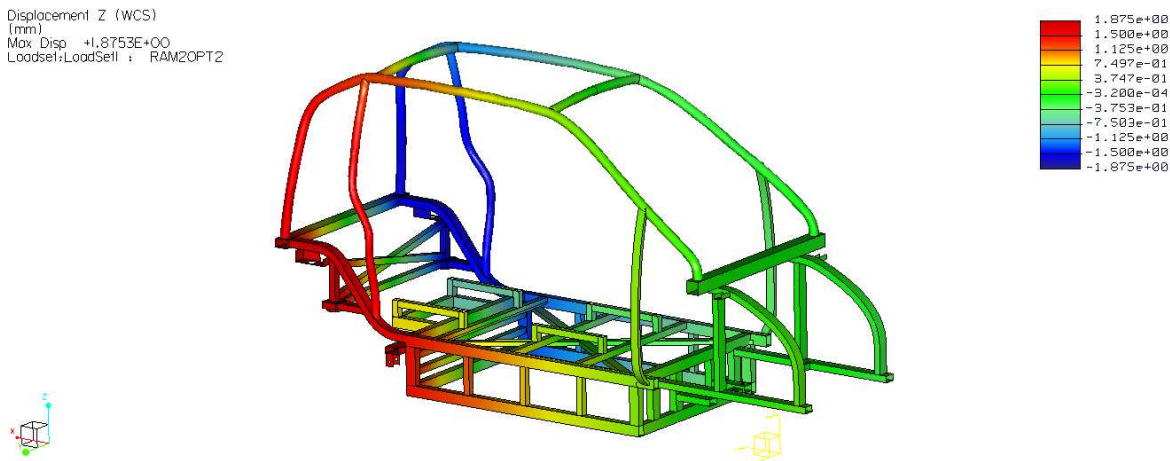


Obr. 71 Konstrukce rámu po zvýšení tloušťky stěny- vzniklé napětí [MPa]



Obr. 72 Konstrukce rámu po zvýšení tloušťky stěny- vzniklé posunutí [mm]

Displacement Z (WCS)
(mm)
Max Disp +1,8753E+00
Loadset+LoadSet1 : RAM2OPT2



Obr. 73 Konstrukce rámu po zvýšení tloušťky stěny- maximální posunutí v ose **z** [mm]

- Znovu ze známých vztahů vypočteme torzní tuhost rámu:

$$\alpha = \arctg \frac{z}{\frac{x}{2}} = \arctg \frac{0,001875}{\frac{0,838}{2}} = 0,26 [^{\circ}] \quad (50)$$

$$k = \frac{M}{\alpha} = \frac{F_{1,2} \cdot x}{\alpha} = \frac{1000 \cdot 0,838}{0,26} = \underline{\underline{3223}} \left[\frac{N \cdot m}{^{\circ}} \right] \quad (51)$$

Maximální napětí optimalizované konstrukce po zvýšení tloušťky stěny profilu se snížilo na hodnotu 153,7 MPa, které působí rovněž v místech uložení přední pružiny a tlumiče. Celkové posunutí je také v místech rámu, kde je upevněno přední sedadlo, jeho hodnota se však snížila na 0,572 mm. Torzní tuhost se zvýšila na hodnotu 3223 Nm/°. Do takto optimalizované konstrukce není vhodné přidávat další profily. Není zde k dispozici dostatek místa a po vkládání dalších vzpěr by narůstala pouze celková hmotnost rámu, ale torzní tuhost by se zvyšovala jen o malé hodnoty. Při takto navržené konstrukci rámu elektromobilu by se zvýšila torzní tuhost přidáním profilů do horní části rámu automobilu. To však není možné z důvodu prostoru pro boční dveře a dále designově prosklené této části vozidla. Zvýšení tuhosti by se také docílilo použitím větší tloušťky profilů, to by bohužel znamenalo novou konstrukci rámu elektromobilu, jelikož větší šířka stěny některých průřezů není k dispozici od výrobců a musely by být použity profily jiných rozměrů.

11 Shrnutí a porovnání výsledků

Navržená konstrukce rámu elektromobilu byla optimalizována nejprve přidáním profilů a po té zvýšením tloušťky stěny. Jak je známo, tak u každé z těchto dvou optimalizací bude narůstat celková hmotnost rámu. U jednotlivých variant si porovnáme hodnoty maximálního napětí, posuvů, tuhosti, také hmotnosti. Ta byla vypočtena pomocí programu Catia V5 Vše je patrné z následující tabulky.

Typ konstrukce	Maximální napětí [MPa]	Maximální posunutí [mm]	Torzní tuhost [Nm/°]	Hmotnost [Kg]
Navržená konstrukce	320,9	1,093	1643	93,27
Optimalizovaná pomocí profilů	267,1	0,681	1949	107,75
Optimalizovaná pomocí zvýšení šířky stěny	153,7	0,572	3223	142,35

Tab. 4 Porovnání parametrů jednotlivých optimalizací

Jak již bylo zmíněno v úvodu této práce, je možné pro tvorbu rámu elektromobilu použít i jiné materiály než konstrukční ocel a to především díky jejich menší hustotě. Pro představu, jak by se změnila hmotnost dané konstrukce rámu i celkové napětí, posunutí a tuhost, byl nahrazen materiál u třetí optimalizované konstrukce (pomocí zvýšení šířky stěny) hliníkovou slitinou Al6061-T6. Hodnoty jednotlivých parametrů můžeme vidět v následující tabulce.

Typ konstrukce	Maximální napětí [MPa]	Maximální posunutí [mm]	Torzní tuhost [Nm/°]	Hmotnost [Kg]
Optimalizovaná pomocí zvýšení šířky stěny- Ocel	153,7	0,572	3223	142,35
Optimalizovaná pomocí zvýšení šířky stěny- Slitina hliníku	152,6	0,994	1117	49,08

Tab.5 Porovnání parametrů oceli a hliníkové slitiny

Zvolena byla ocelová optimalizovaná konstrukce se šířkou stěny 3 mm, z důvodu větší torzní tuhosti, nízké pořizovací ceně materiálů a snazšímu, dostupnému procesu svařování i na úkor větší hmotnosti rámu.

12 Závěr

Tato diplomová práce se v první části zabývá rozbořem a funkcemi karoserie i rámu vozidel, kde jsou uvedeny jejich jednotlivé typy. Dále je představen elektromobil eTUL a jednotlivé materiály, které byly použity pro konstrukci. V další kapitole je podrobně popsána samotná konstrukce všech částí rámu automobilu. Navazuje výpočet zvolených jízdních režimů, kterými jsou statický, zrychlení i zpomalení vozidla, průjezd zatáčkou a dynamický. Pro následnou analýzu pevnosti rámu elektromobilu pomocí metody konečných prvků byl vybrán stav dynamický. Určena byla i torzní tuhost tohoto rámu. Po vyhodnocení jednotlivých analýz byla provedena jeho optimalizace.

Cílem práce bylo navrhnout rám elektromobilu eTUL, také zkontrolovat jeho pevnost a tuhost. Pro výpočet celkové hmotnosti vozidla při určování polohy těžiště a následných jízdních režimů, bylo uvažováno pouze se základními částmi automobilu, mezi které patří elektromotor, převodová skříň, rám, baterie, posádka. Dle vypočtených velikostí maximálního napětí a posunutí můžeme říci, že v tomto ohledu rám naprosto vyhovuje. Ani jeden ze zmíněných parametrů nepřekročil dovolené napětí minimální meze kluzu daného materiálu. Lze předpokládat zvýšení celkové hmotnosti automobilu o 100 – 150 kg, tudíž by se výsledné napětí a posunutí mohlo zvýšit přibližně o 10 procent.

Torzní tuhost rámu elektromobilu se po optimalizaci zvýšila o 96 %, její hodnota však není zcela srovnatelná s některými elektromobily. Je nutné si uvědomit, že vlivem některých komponent automobilu a to především předním mostem nápravy, dveřmi na obou stranách automobilu, střechou, víkem s jednotlivými články baterií, které bude přišroubováno ke střední části rámu, pod posádku vozidla, se hodnota výsledné tuhosti dále zvýší.

Jak bylo uvedeno v závěru této diplomové práce, tak pro konstrukci rámu elektromobilu byla vybrána konstrukční ocel a to z několika důvodů, kterými jsou nízká pořizovací cena materiálu, snadná a dostupná technologie svařování, vysoká torzní tuhost. Samozřejmě je zde i negativní parametr, kterým je vysoká hmotnost oproti hliníkové slitině. Ta je přibližně 3 – 3,5 krát větší.

Pro takto navrženou konstrukci rámu byla také vypracována výkresová dokumentace celé sestavy, ale i konkrétních dílů. Jednotlivé výkresy jsou obsahem přílohy diplomové práce spolu s diskem CD, na kterém je nalezneme v elektronické podobě, včetně jednotlivých konstrukčních modelů.

Seznam použité literatury

1. **Němeček, Doc. Dr. Ing. Pavel.** *www.kvm.tul.cz. Rámy.* [Online] [Citace: 29. 11 2012.] <http://www.kvm.tul.cz/katedra/ped/KDS2.htm#>.
2. **Vlk, František.** *Karosérie motorových vozidel.* Brno : Nakladatelství a vydavatelství VLK, 2000. ISBN 80-238-5277-9.
3. Vaněk strojírenská výroba. [Online] [Citace: 7. 5 2013.] <http://www.vanek-ostrava.cz/>.
4. **Vigláš, Bc. Jaroslav.** Návrh zadního světlometu eTul (KPII). 2013.
5. Kondor s.r.o. [Online] [Citace: 20. 4 2013.] <http://www.kondor.cz/trubky-a-prislusenstvi/>.
6. **Pelda, Bc. Jan.** Návrh předního světlometu eTul (KPII). 2013.
7. **Ing. Jan Leinveber, Ing. Pavel Vávra.** *Strojnické tabulky.* Úvaly : ALBRA spol s.r.o., 2003. 80-86490-74-2.